

"十二五"
国家重点图书
出版规划项目

工程机械手册

中国工程机械学会组织编写

丛书主编 石来德

HAND BOOK OF CONSTRUCTION MACHINERY

PORT MACHINERY

港口机械

主编 陶德馨
副主编 严云福 董达善 张德文

清华大学出版社

工程机械手册

——港口机械

主编　陶德馨

副主编　严云福　董达善　张德文

清华大学出版社

北　京

内容简介

本卷分为5篇，共44章，内容涵盖港口起重机、港口装卸搬运车辆、港口连续输送机械、港口连续装卸机械、其他港口机械等5大门类的70余种港口机械产品单元及港口机械相关标准规范汇总表。手册针对广大港口机械专业工作者对设备选型、港口机械应用和维护管理的需要，重点阐述产品的基本结构、工作原理、产品型号、主要技术参数与性能，以及国内外技术发展动向、相关技术标准与安全规范、设备选用计算方法与应用案例等内容。

本卷内容与相关的港口机械产品设计手册、设计规范等书籍有一定的互补性，可为广大港口设备用户全面了解和正确选用港口机械设备提供技术指导，为各类港口机械设备生产供应商有效组织产品开发提供帮助，也可供从事港口规划设计、装卸工艺设计、港口机械产品设计、港口机械使用与维护等的专业技术人员和相关大专院校师生学习、参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械手册.港口机械/陶德馨主编.—北京：清华大学出版社，2017
ISBN 978-7-302-44776-4

Ⅰ.①工…　Ⅱ.①陶…　Ⅲ.①工程机械—技术手册 ②港口机械—技术手册　Ⅳ.①TH2-62 ②U652-62

中国版本图书馆CIP数据核字(2016)第189804号

责任编辑：张秋玲　赵从棉
封面设计：傅瑞学
责任校对：王淑云
责任印制：李红英

出版发行：清华大学出版社
网　　址：http://www.tup.com.cn，http://www.wqbook.com
地　　址：北京清华大学学研大厦A座　　**邮　　编**：100084
社 总 机：010-62770175　　**邮　　购**：010-62786544
投稿与读者服务：010-62776969，c-service@tup.tsinghua.edu.cn
质量反馈：010-62772015，zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn
印 装 者：北京雅昌艺术印刷有限公司
经　　销：全国新华书店
开　　本：185mm×260mm　**印　张**：66.75　**插　页**：16　**字　　数**：1714千字
版　　次：2017年9月第1版　　**印　　次**：2017年9月第1次印刷
定　　价：398.00元

产品编号：054546-01

《工程机械手册》编写委员会名单

主　编　石来德

副主编　（按姓氏笔画排序）

王安麟　龙国键　何周雄　何清华　宓为建

赵丁选　赵静一　高顺德　陶德馨　黄兴华

编　委　（按姓氏笔画排序）

王　欣　司癸卯　李万莉　巩明德　朱建新

朱福民　任化杰　严云福　何　旺　张　云

张　氢　张剑敏　张德文　邱　江　吴斌兴

林　坚　周日平　郭　锐　郭传新　倪　涛

董达善　龚国芳　盛金良　谢为贤　雒泽华

《工程机械手册——港口机械》编委会

林　聪　湛江港(集团)股份有限公司
郑维馥　厦门港务集团控股有限公司
郑楼先　中国工程机械学会港口机械分会
胡吉全　武汉理工大学
胡学军　泰富重装集团有限公司
钟　俊　广东永通起重机械实业有限公司
翁耀根　无锡华东重型机械股份有限公司
高顺德　大连理工大学
黄冠权　广西北部湾国际港务集团有限公司
梅　潇　上海海事大学
葛洪军　南京港(集团)有限公司
焦广军　青岛港务集团有限公司
谢　岗　交通运输部水运科学研究院
詹新望　张家港港务集团有限公司
裴　天　扬戈科技股份有限公司
熊月华　长沙三占惯性制动有限公司

编写办公室：
主任：郑楼先
秘书：梅　潇　桂　军

《工程机械手册——港口机械》编写人员

第 1 篇　港口起重机
主　编：董达善
编写人员：
第 1 章　胡吉全　胡　奇　董志平　王细平
第 2 章　胡吉全　董世民　高顺德　潘志毅
第 3 章　严　兵　郭宏亮　李文杰　李朝阳　沈　刚　陈　栋
第 4 章　文　豪　张德文
第 5 章　张建国　宋建军　刘纪温　林金栋
第 6 章　山建国　张明海　张德文　周筱川　李海波　王宝海
第 7 章　李文杰　王志良　俞进辉
第 8 章　朱昌彪　缪文峰　徐　坤　梅　潇　李长彬

第 2 篇　港口装卸搬运车辆
主　编：李海波
编写人员：
第 9 章　马庆丰　王　波　董世民　李海波　谷雪松　于长柏　王华栋
第 10 章　李海波　董世民
第 11 章　马庆丰　李海波
第 12 章　李海波　王惠明　张　鹏
第 13 章　江　华　李海波
第 14 章　李益琴　褚　涛

第 3 篇　港口连续输送机械
主　编：马彦敏
编写人员：
第 15 章　马彦敏　陈　磊
第 16 章　孟文俊　姚艳萍
第 17 章　文　婷　马彦敏
第 18 章　黄银平　韦树宝
第 19 章　孟文俊　孙晓霞
第 20 章　韦树宝　张德文
第 21 章　马彦敏　崔若东
第 22 章　崔若东　马彦敏
第 23 章　孟文俊　牛雪梅

第 24 章　孟文俊　袁　媛
第 25 章　马彦敏　赵宪花

第 4 篇　港口连续装卸机械
主　编：李勇智
编写人员：
第 26 章　陈再兴
第 27 章　李勇智
第 28 章　李帅毅
第 29 章　郑见粹
第 30 章　李勇智
第 31 章　俞晓红
第 32 章　张德文
第 33 章　郑见粹
第 34 章　潘敏献
第 35 章　朱　勇
第 36 章　苏　超　袁建民

第 5 篇　其他港口机械
主　编：张德文
编写人员：
第 37 章　潘雪泉
第 38 章　张德文　李海波　李志建　郭春晓　申小强　熊　壮　屈福政
第 39 章　陈双明　丁　敏
第 40 章　王克明
第 41 章　胡思唐
第 42 章　彭彬文
第 43 章　张德文
第 44 章　陈苏明

附录
主　编：郑楼先
编写人员：
附录 A　张德文
附录 B　郑楼先

总序

PREFACE

土石方工程、流动起重装卸工程、人货升降输送工程和各种建筑工程综合机械化施工，以及同上述相关的工业生产过程的机械化作业所需的机械设备统称工程机械。

工程机械的应用范围极广，大致涉及如下领域：

(1) 交通运输(包括公路、铁路、桥梁、港口、机场)基础设施建设；

(2) 能源领域(包括煤炭、石油、天然气、火电、水电、核电、输气管线)工程建设；

(3) 原材料领域(包括黑色金属矿山、有色金属矿山、建材矿山、化工原料矿山)工程建设；

(4) 农林基础设施(包括农田土壤改良、农田水利、农村筑养路、新农村建设与改造、林木采育与集材)建设；

(5) 水利工程(包括江河堤坝建筑、湖河改造、防洪工程、河道清淤)建设；

(6) 城市工程(包括城市道路、地铁工程、楼宇建设、工业和商业设施)建设；

(7) 环境保护工程(包括园林绿化、垃圾清扫、储运与处理、污水收集及处理、大气污染防治)建设；

(8) 大型工业运输车辆；

(9) 建筑用电梯、扶梯及工业用货梯；

(10) 国防工程建设等。

工程机械行业的发展历程大致可分为5个阶段。

第1阶段：萌芽时期(1949年以前)。工程机械最早应用于抗日战争时期滇缅公路建设。

第2阶段：工程机械创业时期(1949—1960年)。我国实施第一个和第二个五年计划156项工程建设，需要大量工程机械，国内筹建了一批以维修为主、少量生产的工程机械中小型企业，但未形成独立的行业，没有建立专业化的工程机械制造厂，没有统一管理和规划，高等学校也未设立真正意义上的工程机械专业或学科，未建立研发的科研机构，各主管部委虽然建立了一些管理机构，但分散且规模很小。全行业此期间职工人数仅21772人，总产值2.8亿元人民币，生产企业仅20余家。

第3阶段：工程机械行业形成时期(1961—1978年)。成立了全国统一的工程机械行业管理机构：国务院和中央军委决定在第一机械工业部成立工程机械工业局(五局)，并于1961年4月24日正式成立，由此对工程机械行业的发展进行统一规划，形成了独立的制造体系；建立了一批专业生产厂；高等学校建立了工程机械专业，培养相应的人才；建立了独立的研究所，制定全行业的标准化和技术情报交流体系。此时全国工程机械专业厂和兼并厂达380多个，固定资产35亿元人民币，工业总产值18.8亿元人民币，毛利润4.6亿元人民币，职工人数达34万人。

第4阶段：全面发展时期(1979—1997年)。这一时期，工程机械管理机构经过几次大变动，主要生产厂下放至各省、市、地区管理，全行业固定资产总额210亿元人民币，净值140亿元人民币。全行业有1008个厂家，销售总额350亿元人民币，其中1000万元销售额以上的厂家301家，总产值311.6亿元人民币，销售额331亿元人民币，利润14亿元人民币，税收31.3亿元人民币。

第5阶段：快速发展时期(1999—2012

年)。此阶段工程机械行业发展很快,成绩显著。全国有1400多家厂商,主机厂710家,11个企业进入世界工程机械50强,30多家企业上市A股和H股;销售总额已超过美国、德国、日本,位居世界第一。产值从1999年的389亿元人民币发展到2010年的4367亿元人民币,2012年总产值近5000亿元人民币。进出口贸易有了很大进展,进出口贸易总额由2001年的22.39亿美元上升到2010年的187.4亿美元,增长8.37倍。其中,进口总额由15.5亿美元上升至84亿美元,增长5.42倍;出口总额由6.89亿美元增长到103.4亿美元,增长15倍。尽管由于我国经济结构的调整,近几年总产值有所下降,但出口仍然大幅度上升,2015年达到近200亿美元。我国工程机械出口至全世界200多个国家和地区,成为世界上工程机械生产大国。这期间工程机械的科技进步得到加强,工程机械的重型装备已经能够自主研发,如1200～1600t级全地面起重机、3600t级履带式起重机、12t级装载机、46t级内燃机平衡重叉车、540马力的推土机、直径15m地铁建设用的盾构机、900t高铁建设用的提梁机、运梁车、架桥机先后问世。获奖增多,2010年获机械工业科技进步奖24项,2011年获机械工业科技进步奖21项;不少项目和产品获得国家科技进步奖,如静力压桩机、混凝土泵送技术、G50装载机、1200t全地面起重机、3600t级履带起重机、隧道施工中盾构机、喷浆机器人、液压顶升装置、1200t桥式起重机。等都先后获得国家奖。国家也很重视工程机械研发机构的创立和建设,先后建立了国家技术中心18家,国家重点实验室4个,多项大型工程机械列入国家重大装备制造发展领域,智能化工程机械列入国家科技规划先进制造领域。当然,我国只是工程机械产业大国,还不是强国,还需加倍努力,变“大”为“强”。

由于工程机械行业前些年的快速发展,一方面使我国工程机械自给率由2010年的82.7%提升到2015年的92.6%,另一方面也使我国工程机械的现存保有量大幅增加。为使现有工程机械处于良好运转状态,发挥其效益,我们针对用户,组织编写了一套10卷《工程机械手册》,以便工程机械用户合理选购工程机械、安全高效使用工程机械。各卷《工程机械手册》均按统一格式撰写,每种工程机械均按概述,分类,典型产品结构、组成和工作原理,常用产品的技术性能表、选用原则和选用计算,安全使用、维护保养,常见故障和排除方法等六大部分撰写。

本次10卷分别是:桩工机械、混凝土机械与砂浆机械、港口机械、工程起重机械、挖掘机械、铲土运输机械、隧道机械、环卫与环保机械、路面与压实机械以及基础件。由于工程机械快速发展,已经形成了18大类、122个组别、569个品种、3000多个基本型号的产品,在完成本次10卷的撰写工作后,将再次组织其他机种的后续撰写工作。

由于工程机械新产品的更新换代很快,新品种不断涌现,加之我们技术水平和业务水平有限,将不可避免地出现遗漏、不足乃至错误,敬请读者在使用中给我们提出补充和修改意见,我们将会在修订中逐步完善。

《工程机械手册》编委会

2017.2.28

序

PREFACE

21世纪是海洋的世纪，也是经济全球化迅速发展、深度融合的世纪。全球贸易物资的90%是通过港口由远洋船舶运输实现的。港口作为水陆中转运输的咽喉要地，在沟通各国贸易往来和全球资源流通方面发挥着日益重要的作用。

港口机械是港口实现现代化生产必不可少的技术装备。港口机械的技术水平和配置规模，直接决定了港口的服务功能、生产效率和竞争实力。

与通用的起重运输机械相比较，港口机械不仅从功能上涵盖了港口起重、运输、装卸、搬运等机械化作业需求，而且还具有形体高大、结构复杂、控制先进、机动灵活、工作繁忙、工况恶劣、对节能环保和可靠性要求高等突出特点，因而港口机械的设计制造水平，在一定程度上反映出一个国家的装备制造能力与综合国力。

改革开放以来的近40年里，在我国经济取得了举世瞩目发展成就的同时，我国的港口装备制造业也取得了长足的进步。在此期间，随着计算机辅助设计(computer aided design，CAD)、计算机辅助工艺过程设计(computer aided process planning，CAPP)、计算机辅助制造(computer aided manufacturing，CAM)和现代电控技术、现代液压技术、现代焊接技术、现代金属加工技术的进步，以及对各种新材料、新工艺、新设备、信息化软硬件技术的应用，在广大港口机械专业工作者的奋力拼搏和潜心努力下，“中国港机”坚持走创新发展的道路，厚积薄发、异军突起，一举成为中国装备制造业的一支生力军，驰骋国际市场，受到国内外同行的高度关注。

尤其是20世纪90年代以来，随着全球经济一体化和我国经济的迅猛发展，中国港口机械进入快速壮大、超越发展阶段，产品的设计开发能力和生产工艺水平迅速提高，不论从产品类型上、数量质量上，还是生产规模和售后服务等方面都开始走向国际前列，不仅结束了港口机械依赖进口的历史，而且以岸边集装箱起重机、集装箱门式起重机和桥式抓斗卸船机等为代表的大型港口起重机设备已大量出口到世界各地的近300个码头，产品分布在包括美国、德国、日本、英国、法国、意大利、荷兰、瑞典、西班牙、丹麦、韩国、澳大利亚、新加坡、阿联酋、沙特等发达国家在内的全球97个国家和地区，世界市场占有率超过70%，连续17年成为全球最大的大型港口机械出口国。今天的“中国港机”，已成为中国装备制造业面向全球引以为豪的杰出代表。

党的十八大以来，大众创业、万众创新已成为中国社会发展的主旋律。国家提出的“中国制造2025”战略规划将引领中国走向“工业4.0”智能制造时代，争取经过3个10年的努力，进入世界制造强国的第一方阵。港口机械作为中国装备制造业大家族中的重要成员之一，在实现“中国制造”向“中国创造”的历史性转变中，任重而道远。放眼未来，无论从中国港口自身的发展需要出发，还是站在“一带一路”等国家战略的高度看，中国的港口机械事业都面临着极其难得的历史机遇，蕴含着巨大的发展动力与市场空间。

基于以上背景，《工程机械手册——港口机械》的出版，很好地顺应了当前国内外港口

建设与发展的前进步伐，它全面记载了改革开放以来我国港口机械的丰硕成果与发展轨迹，充分体现了中国港口机械制造业面向世界、面向未来的时代特征和创新追求。

值此手册出版之际，期待广大读者能够从中获得丰富信息和有益启迪，用以指导港口机机设计、制造、使用、管理等工作实践。同时，也祝愿中国港口机械事业在已有辉煌成就的基础上策马扬鞭，不断前行，为实现中华民族的伟大复兴而贡献力量！

林忠钦

中国工程院院士、

上海交通大学校长

2017年3月

前　言

FOREWORD

港口是现代综合交通运输体系中实现水陆中转运输的重要物流枢纽，港口机械是港口高效率完成船舶装卸作业、货物存储、转载运输的物流技术装备。在经济全球化、绿色化发展的今天，远洋船舶的大型化推动了港口深水化、专业化码头的建设，同时对港口机械的发展不断提出新的需求和新的挑战。

改革开放的近40年里，尤其是进入21世纪以来，中国经济取得了举世瞩目的发展成就。2002年以来，中国GDP先后超越法国、英国、德国和日本，目前已成为仅次于美国的全球第二大经济体和第一大贸易国。与此同时，中国港口也发生了巨大变化，2002年至2016年我国港口总吞吐量和集装箱总吞吐量连续15年位居世界第一，其中2014年世界排名前10位的港口中，中国占有8席，2015年和2016年各占有7席。

在此期间，中国港口机械制造业与中国港口的建设一路同行，走过了由小到大、由弱变强的发展历程，近30年的发展尤为迅猛。以原上海港口机械厂和现上海振华重工集团等为代表的中国港口机械制造企业坚持自力更生、艰苦创业、面向港口、锐意创新，与交通运输部水运科学研究院、武汉理工大学、上海海事大学、上海交通大学、同济大学等科研设计院所和高等学校紧密合作、共同实践，走出了一条从引进、消化、吸收并最终完全自主创新发展的中国港机制造业的发展之路，逐步形成了大型港口机械产品独有的设计技术和工艺规范，并培育出一支勇于探索、善于实践的港口机械专业技术队伍。从20世纪90年代起，港口机械制造业迅速发展壮大，一批中小型港机制造厂也应运而生，走上规模化、专业化发展的道路。中国港机产品除了满足国内市场发展需要以外，开始走出国门，走向世界，并出口到技术先进的发达国家，其产品的质量与性能足以跟国际上各大港机品牌媲美，不仅技术领先，而且可靠耐用，得到了包括美国、德国、日本、英国、法国、荷兰、瑞典、丹麦、意大利、西班牙、韩国、澳大利亚、新加坡、阿联酋、沙特等发达国家或地区在内的国际用户的普遍赞誉。目前，以岸边集装箱起重机和堆场集装箱门式起重机为代表的中国大型港口机械的国际市场占有率高达70%以上，远远领先世界同行，连续18年排名世界第一。各类大型港口散货装卸机械和叉车、集装箱堆场用流动机械等产品的设计开发能力也逐步走向世界先进行列。今天的中国港机已傲然矗立于世界各大知名港口，成为中国重型装备制造业走向国际舞台的一张引人注目的靓丽名片。

回顾过去、展望未来，为了进一步推动中国从“港口大国”向“港口强国”发展，从中国及世界港口发展对港口机械产品应用的实际需要出发，有必要对我国近年来自主开发的港口机械各类产品和积累的相关技术成果、使用经验(包括我国港口对部分国外先进产品的应用)进行全面的梳理和汇总，将其编撰成一本《工程机械手册——港口机械》(以下简称《手册》)，使之成为帮助广大港口机械专业工作者进行基本知识理解、产品选型和港机应用的工具书，同时也作为改革开放以来中国港机制造业探索前行、创新发展的见证。

本《手册》为中国工程机械学会组织编撰

的国家“十二五”重点图书《工程机械手册》中的一卷。根据《工程机械手册》编写工作的总体布置要求，本《手册》的编写组织工作由中国工程机械学会港口机械分会全权负责。经同行推荐和民主协商，港口机械分会于2014年初成立了手册编辑委员会，由中国交通建设集团副总裁、上海振华重工集团董事长宋海良博士任编委会主任；《手册》由武汉理工大学陶德馨教授担任主编、上海振华重工集团严云福教授级高工、上海海事大学董达善教授、交通运输部水运科学研究院张德文研究员担任副主编。为了有效推进工作，中国工程机械学会港口机械分会专门成立了《手册》编写办公室，学会秘书长郑楼先教授兼任办公室主任，具体负责《手册》的编撰组织与协调工作。

与已有的其他港口机械手册相比，本《手册》的特点在于：

(1)《手册》内容重点针对港口机械设备选型与设备应用的需要。针对广大港机专业工作者对设备选型、港机应用和维护管理的需要，重点介绍各类港口机械典型产品的基本结构、工作原理、产品型号、主要技术参数与性能，以及相关技术标准、安全规范和设备选用计算方法、应用案例等内容，因此本《手册》内容与相关的港口机械设计手册、设计规范等书籍有一定的互补性。

(2)编入手册的港机产品门类齐全。《手册》在众多参编单位和60多位作者的共同努力下，产品内容几乎涵盖了国内沿海港口、内河港口及各种专业码头目前在用的各类装卸机械和技术装备。全书分为5篇，共44章。按照港口机械的结构、功能不同，将产品划分为港口起重机、港口装卸搬运车辆、港口连续输送机械、港口连续装卸机械、其他港口机械共5大门类、70余种产品单元，可为广大设备需求者和各类港机产品开发、应用者提供查询和学习的方便。

(3)突出港口大型主流机型的相关信息。《手册》较翔实地介绍了我国近年来在门座起重机、岸边集装箱起重机、轨道式集装箱门式起重机、轮胎式集装箱门式起重机、桥式抓斗卸船机和散货连续装(卸)船机等大型主流机型的产品开发现状，凸显了我国在上述产品领域的技术成果、领先优势与使用经验，反映了该类港机产品国内外最新技术水平与发展动向，对从事港机产品开发与设计的专业技术人员和市场营销人员有学习、参考价值。

(4)充分顾及我国中小港口、内河港口和某些特殊装卸作业的需要。在《手册》第5篇“其他港口机械”中收入了诸如过驳平台、大件码头装卸设备、港口集装箱散货设备、港口滚装连接桥、登船桥、港口斜坡缆车、港口输油臂等装卸设备，这些产品有的属于综合运用型(如过驳平台)，有的属于发展应用型(如集装箱散货设备)，其成熟技术资料较为稀缺、难以寻觅，但内容贴近港口生产实际，将其系统归纳编撰成册，有利于拓宽港口机械的应用领域和适用范围，满足广大中小港口、内河港口和某些特殊装卸作业的需要。

(5)注重技术标准、安全规范的引用。各港机产品单元的章节中尽可能列出相关技术标准、安全规范，并在《手册》附录中予以汇总，总共收入了567项技术标准和规范，便于设备采购、产品设计制造、设备供货方综合查阅，沟通交流。

基于以上特点，本《手册》可为广大港口设备用户全面了解和正确选用港机设备提供技术指导，为各类港机设备生产供应商有效组织产品开发提供帮助，也可供从事港口规划设计、装卸工艺设计、港机产品设计、港机使用与维护等的专业技术人员和相关大专院校师生学习、参考使用。

本《手册》的编撰工作从2013年5月启动至今已历时三年多。整个工作过程始终受到清华大学出版社和中国工程机械学会的悉心指导以及《手册》编辑委员会的大力关心与支持，在全体参编单位和作者的大力配合与共同努力下，才得以与广大读者见面。在此，中国工程机械学会港口机械分会谨向全体关心、支持《手册》出版的单位及领导致以崇高的敬意，

向全体作者为编撰本手册所付出的辛勤劳动表示衷心的感谢！

由于《手册》内容涉及面宽，门类众多，机型各异，技术复杂，编写时间较短，编写难度较大，虽参编各方和作者们竭尽全力，但受编者的水平所限，书中疏漏、不当之处在所难免，诚请广大读者予以批评指正。

编者

2017年3月

目 录

CONTENTS

第1篇　港口起重机

第 2 篇 港口装卸搬运车辆

第3篇　港口连续输送机械

第4篇 港口连续装卸机械

第5篇 其他港口机械

附　录

第1篇

港口起重机

第1章

门座起重机

1.1 概述

1.1.1 构造及工作原理

门座起重机简称门机，是用于港口码头进行船舶和车辆货物装卸、转载作业的搬运设备，根据其构造特征归属于臂架类型起重机。门座起重机的基本组成包括工作机构、金属结构、控制系统和辅助装置等。

门座起重机的主要工作机构有起升机构、变幅机构、回转机构和运行机构。起升机构用来实现起吊货物的升降运动，变幅机构用来实现货物在臂架平面内的水平移动，回转机构用来实现货物在回转平面内的水平移动。门座起重机在工作过程中，通过以上三个工作机构的协调动作实现起吊货物在其有效工作幅度所形成的空心圆柱体空间范围内搬运货物。运行机构一般作为非工作性机构用来实现起重机沿轨道方向的位置调整。

门座起重机的金属结构包括臂架系统、人字架及平衡系统、转台、门架等。臂架系统用来支承起吊货物的重量，实现货物变幅过程中在臂架平面内近似走水平线。平衡系统用来平衡由臂架系统自重产生的对臂架下铰点的力矩。人字架用来支承变幅机构、平衡系统的自重并承受臂架系统和起升钢丝绳等传来的载荷。转台用来支承起升、回转、控制系统及机器房等装置的重量并承受由臂架、人字架及起升钢丝绳等传递的载荷。门架系统用来支承回转部分的全部重量并承受由此传递的各种载荷。

门座起重机的控制系统用来实现对各机构运行状态的控制，使其按照起重机司机所要求的工作目的实现对装卸货物的起吊和搬运。

门座起重机的辅助装置包括供电、防风、负荷检测和限制及吊钩等装置，用来保证起重机安全、正常地工作。

1.1.2 类型及应用场所

门座起重机的用途广泛，产品类型繁多，根据其用途和工作特点可分为通用门座起重机（见图 1-1 及图 1-2）、多用途门座起重机（见图 1-3 及图 1-4）、带斗门座起重机（见图 1-5）和船厂门座起重机（见图 1-6）等。为了满足各自的特定工作，按照门座起重机的臂架构造形式，主要可分为四连杆组合臂架和单臂架结构形式。

通用门座起重机多用于港口码头前沿或货场采用吊钩进行件杂货或采用抓斗进行散货的装卸作业。多用途门座起重机主要用于港口码头前沿进行吊钩件杂货、抓斗散货和集装箱吊具作业。带斗门座起重机主要用于大宗散货的抓斗装卸作业，是港口码头的专用散货装卸设备。船厂门座起重机主要用于船舶制造和修理厂进行船舶结构组装和舾装设备的吊装作业，与港口装卸用门座起重机相比，其具有



图 1-1 组合臂架通用门座起重机



图 1-2 单臂架通用门座起重机



图 1-3 组合臂架多用途门座起重机



图 1-4 单臂架多用途门座起重机


图 1-5　带斗门座起重机


图 1-6　单臂架船厂门座起重机

工作速度较慢、使用等级低和要求运行机构带载行走作业等特点。

1.1.3　主要参数及型号

1. 主要技术参数

门座起重机的技术参数包括性能参数、尺寸参数、速度参数等，是表征起重机性能特征和工作范围的主要指标，也是设计和选择起重机的主要技术依据。

门座起重机的技术参数有：起重量、工作幅度、轨上起升高度和轨下下降深度、轨距和轮距、基距、尾部回转半径、机构工作速度、轮压和腿压、工作级别、生产率等。

1）起重量

额定起重量是指正常工作条件下，门座起重机能起升的最大净起重量。对于采用吊钩、吊环作为基本取物装置的门座起重机，额定起重量不包括吊钩、吊环等装置的质量。对于采用抓斗、电磁吸盘、集装箱吊具等作为取物装置的门座起重机，其额定起重量包括起升的最大货物质量和取物装置质量两部分。常用的港口门座起重机主要技术参数系列见表 1-1。

2）工作幅度

门座起重机的工作幅度是指起重机的回转中心线至取物装置铅垂中心线的水平距离。门座起重机的工作幅度有最大幅度和最小幅度之分，其有效幅度为最大幅度与最小幅度的差值。门座起重机的工作范围由有效幅度决定。

3）轨上起升高度和轨下下降深度

轨上起升高度是指门座起重机大车行走轨道上表面至取物装置最高工作位置之间的垂直距离，轨下下降深度是指门座起重机大车

表 1-1　港口门座起重机主要技术参数系列表

参数名称		参数系列
额定起重量/t		3,5,8,10,16,20,25,32,40,63,80,100,125,160,200,300
工作幅度/m	最大	16,20,25,30,35,45,50,60,80,100
	最小	6,7,8,9,11,16
轨上起升高度/m		12,13,15,16,18,19,20,22,25,28,30,40,60
轨下下降深度/m		8,10,12,15,18,20

行走轨道上表面至取物装置最低工作位置之间的垂直距离，其起升总高度为起升高度和下降深度之和。

4）轨距和轮距

轨距是指门座起重机两侧行走轨道中心线之间的水平距离，轮距是指起重机两侧行走车轮中心线之间的水平距离。

5）基距

基距是指门座起重机沿同一侧轨道方向两大车平衡梁与门腿连接铰轴中心线之间的水平距离。

6）尾部回转半径

尾部回转半径是指门座起重机中机器房尾部或平衡配重等回转部分构件外形轮廓距回转中心的最大水平距离，简称为起重机尾径。

7）工作速度

门座起重机的工作速度主要有起升速度、回转速度、变幅速度和大车运行速度等。起升速度是指起升机构在稳定运动状态下，起吊货物的垂直运行速度；回转速度是指回转机构在稳定运动状态下，起重机回转部分的转动角速度；变幅速度是指变幅机构在稳定运动状态下，起吊货物从最大幅度运行到最小幅度位置的水平运行平均速度；大车运行速度是指大车行走机构在稳定运动状态下起重机沿轨道移动的速度。

8）轮压和腿压

轮压是指门座起重机单个车轮作用在轨道面上的垂直压力。轮压的大小随起重机工作幅度、回转角度和起吊重量的不同而变化，故有最大轮压和最小轮压之分。腿压是指门座起重机门腿支承点处全部轮压的总和。

9）生产率

生产率是指门座起重机在规定的装卸条件下，每小时装卸货物的总质量或每小时装卸标准集装箱的总箱数，是衡量门座起重机装卸能力的综合性指标。

2. 型号

门座起重机作为非标产品，以适应用户的使用条件为选型要求，没有完全统一的型号。对于港口码头，根据泊位和停靠船舶吨位的大小一般有个基本的选型共识，但最终型号和主要工作参数的确定一般以作业船型、装卸货物种类和作业生产率为基本依据。

目前根据实际使用情况，通用门座起重机、多用途门座起重机和带斗门座起重机等分别有一些推荐型号和参数，但用户可根据自身情况作相应调整。

1.1.4 工作级别

各种不同类型起重机的使用工况和使用条件差异很大，划分起重机及其组成部分的工作级别是为了合理地设计、制造和选用起重机，为设计者、制造者和使用者提供一个共同的基础，以取得良好的经济效益。门座起重机的工作级别包括整机工作级别、机构工作级别和结构件或机械零件的工作级别。

1. 整机工作级别

门座起重机整机工作级别由使用等级和起升载荷状态级别确定。使用等级表明了起重机的使用频繁程度，根据起重机在设计寿命期内完成的总工作循环数可将其划分成 U_0～U_9 共 10 个等级，见表 1-2。

表 1-2 门座起重机的使用等级

使用等级	起重机总工作循环数 C_T	起重机使用频繁程度
U_0	$C_T \leqslant 1.60\times10^4$	很少使用
U_1	$1.60\times10^4 < C_T \leqslant 3.20\times10^4$	
U_2	$3.20\times10^4 < C_T \leqslant 6.30\times10^4$	
U_3	$6.30\times10^4 < C_T \leqslant 1.25\times10^5$	
U_4	$1.25\times10^5 < C_T \leqslant 2.50\times10^5$	不频繁使用
U_5	$2.50\times10^5 < C_T \leqslant 5.00\times10^5$	中等频繁使用
U_6	$5.00\times10^5 < C_T \leqslant 1.00\times10^6$	较频繁使用
U_7	$1.00\times10^6 < C_T \leqslant 2.00\times10^6$	频繁使用
U_8	$2.00\times10^6 < C_T \leqslant 4.00\times10^6$	特别频繁使用
U_9	$4.00\times10^6 < C_T$	

门座起重机的起升载荷状态级别表明了起重机受载的轻重程度，由起重机在设计寿命期限内的实际起升载荷 P_{Q_i}、起吊次数 C_i 与相对应的起重机的额定起升载荷 $P_{Q\max}$ 及总的

起吊次数 C_T 的比值确定。比值 $P_{Q_i}/P_{Q_{max}}$ 与 C_i/C_T 的共同作用效应可用载荷谱系数 K_p 表达。起升载荷状态级别可根据载荷谱系数划分成 Q1～Q4 共 4 个等级，见表 1-3。

门座起重机整机的工作级别根据上述使用等级和载荷状态级别，可组合为 A1～A8 共 8 个级别，见表 1 4。

港口门座起重机的类型很多，工况差异很大，根据其实际作业状况，常用港口门座起重机整机的分级举例见表 1-5。

表 1-3 门座起重机的载荷状态级别

载荷状态级别	起重机的载荷谱系数 K_p	说　明
Q1	$K_p \leqslant 0.125$	很少吊运额定载荷，经常吊运较轻载荷
Q2	$0.125 < K_p \leqslant 0.250$	较少吊运额定载荷，经常吊运中等载荷
Q3	$0.250 < K_p \leqslant 0.500$	有时吊运额定载荷，较多吊运较重载荷
Q4	$0.500 < K_p \leqslant 1.000$	经常吊运额定载荷

表 1-4 门座起重机整机的工作级别

载荷状态级别	起重机的载荷谱系数 K_p	起重机的使用等级									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q1	$K_p \leqslant 0.125$	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	$0.125 < K_p \leqslant 0.250$	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	$0.250 < K_p \leqslant 0.500$	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	$0.500 < K_p \leqslant 1.000$	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

表 1-5 常用港口门座起重机整机分级举例

起重机的类别	起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
港口货场用吊钩门座起重机	不频繁、载重较轻	U_6	Q2	A6
港口货场用抓斗、电磁盘或集装箱门座起重机	频繁、重载	U_7	Q3	A8
港口码头用吊钩门座起重机	较频繁、重载	U_6	Q3	A7
港口码头用抓斗、电磁盘或集装箱用起重机	频繁、重载	U_8	Q4	A8

2. 机构工作级别

门座起重机机构的工作级别由机构的使用等级和载荷状态级别来确定。机构的使用等级表明了机构的运转频繁情况，根据机构在设计寿命期内的总运转时间划分成 T_0～T_9 共 10 个等级，见表 1-6。

机构的载荷状态级别表明了机构的受载轻重程度，与整机载荷状态级别定义的载荷谱系数的含义相似，根据载荷谱系数可将机构的载荷状态级别划分成 L1～L4 共 4 个等级，见表 1 7。

表 1-6 机构的使用等级

使用等级	总使用时间 t_T/h	机构运转频繁情况
T_0	$t_T \leqslant 200$	很少使用
T_1	$200 < t_T \leqslant 400$	
T_2	$400 < t_T \leqslant 800$	
T_3	$800 < t_T \leqslant 1600$	
T_4	$1600 < t_T \leqslant 3200$	不频繁使用
T_5	$3200 < t_T \leqslant 6300$	中等频繁使用
T_6	$6300 < t_T \leqslant 12500$	较频繁使用
T_7	$12500 < t_T \leqslant 25000$	频繁使用
T_8	$25000 < t_T \leqslant 50000$	
T_9	$50000 < t_T$	

表 1-7 机构的载荷状态级别

载荷状态级别	机构的载荷谱系数 K_m	说明
L1	$K_m \leqslant 0.125$	机构很少承受最大载荷，一般承受轻小载荷
L2	$0.125 < K_m \leqslant 0.250$	机构较少承受最大载荷，一般承受中等载荷
L3	$0.250 < K_m \leqslant 0.500$	机构有时承受最大载荷，一般承受较大载荷
L4	$0.500 < K_m \leqslant 1.000$	机构经常承受最大载荷

门座起重机机构的工作级别根据上述使用等级和载荷状态级别，可组合为 M1～M8 共 8 个级别，见表 1-8。

对不同的门座起重机，工作机构的工况也差异很大，根据其实际作业状况，常用门座起重机工作机构的分级举例见表 1-9。

表 1-8 机构的工作级别

载荷状态级别	机构的载荷谱系数 K_m	机构的使用等级									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L1	$K_m \leqslant 0.125$	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	$0.125 < K_m \leqslant 0.250$	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	$0.250 < K_m \leqslant 0.500$	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	$0.500 < K_m \leqslant 1.000$	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

表 1-9 门座起重机各机构的工作级别举例

起重机的类别	起重机的使用情况	机构使用等级				机构载荷状态				机构工作级别			
		H	S	L	T	H	S	L	T	H	S	L	T
货场用吊钩门座起重机	不频繁、较轻载	T_4	T_4	T_3	T_4	L2	L2	L2	L2	M4	M4	M3	M4
货场用抓斗或电磁盘门座起重机	较频繁、中等载荷	T_5	T_5	T_5	T_4	L3	L3	L3	L3	M6	M6	M6	M5
货场用抓斗、电磁盘或集装箱门座起重机	频繁、重载	T_7	T_6	T_6	T_5	L3	L3	L3	L3	M8	M7	M7	M6
港口装卸用吊钩门座起重机	较频繁、中等载荷	T_4	T_4	T_4	T_3	L3	L3	L2	L2	M5	M5	M4	M3
港口装船用吊钩起重机	较频繁、重载	T_6	T_5	T_4	T_3	L3	L3	L3	L3	M7	M6	M5	M4
港口装卸抓斗、电磁盘或集装箱用起重机	较频繁、重载	T_5	T_5	T_5	T_3	L3	L3	L3	L3	M7	M6	M6	M4
港口装船用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	频繁、重载	T_7	T_6	T_6	T_3	L3	L3	L3	L3	M8	M7	M7	M4

注：H—起升机构，S—回转机构，L—变幅机构，T—运行机构。

3. 结构件或机械零件的工作级别

门座起重机结构件或机械零件的工作级别根据结构件或机械零件的使用等级和应力状态级别来确定。结构件或机械零件的使用等级根据设计寿命期内的总应力循环次数分成 B_0～B_{10} 共 11 个等级，见表 1-10。

表 1-10 结构件或机械零件的使用等级

使用等级	结构件或机械零件的总应力循环数 n_T
B_0	$n_T \leqslant 1.6\times10^4$
B_1	$1.6\times10^4 < n_T \leqslant 3.2\times10^4$
B_2	$3.2\times10^4 < n_T \leqslant 6.3\times10^4$
B_3	$6.3\times10^4 < n_T \leqslant 1.25\times10^5$

续表

使用等级	结构件或机械零件的总应力循环数 n_T
B_4	$1.25\times10^5<n_T\leqslant2.5\times10^5$
B_5	$2.5\times10^5<n_T\leqslant5\times10^5$
B_6	$5\times10^5<n_T\leqslant1\times10^6$
B_7	$1\times10^6<n_T\leqslant2\times10^6$
B_8	$2\times10^6<n_T\leqslant4\times10^6$
B_9	$4\times10^6<n_T\leqslant8\times10^6$
B_{10}	$8\times10^6<n_T$

结构件或机械零件的应力状态级别表明了该结构件或机械零件在总使用期内发生应力的大小及相应的应力循环情况，根据应力谱系数可将结构件或机械零件的载荷状态级别分为 S1～S4 共 4 个等级，见表 1-11。

表 1-11 结构件或机械零件的应力状态级别

应力状态级别	应力谱系数 K_S
S1	$K_S\leqslant0.125$
S2	$0.125<K_S\leqslant0.250$
S3	$0.250<K_S\leqslant0.500$
S4	$0.500<K_S\leqslant1.000$

门座起重机结构件或机械零件的工作级别根据上述使用等级和应力状态级别，可分为 E1～E8 共 8 个级别，见表 1-12。

表 1-12 结构件或机械零件的工作级别

应力状态级别	使用等级										
	B_0	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6	B_7	B_8	B_9	B_{10}
S1	E1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
S2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
S3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
S4	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

1.1.5 工作机构

1. 起升机构

起升机构是门座起重机最重要、最基本的工作机构，其工作状况直接影响整机的工作性能。起升机构是用来实现货物升降搬运的工作机构，一般由驱动装置、钢丝绳卷绕系统和安全保护装置等组成。驱动装置包括电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒总成等部件。钢丝绳卷绕系统包括钢丝绳、滑轮组件等。安全保护装置有超负荷限制器、起升高度限位器、下降深度限位器、超速保护限制器等。

2. 变幅机构

变幅机构是用来改变起重机工作幅度的机构，常用的驱动形式有绳索牵引驱动、齿条驱动、螺杆驱动和液压缸驱动等。绳索牵引驱动为柔性变幅驱动，一般用于中小起重量的单臂架门座起重机。齿条、螺杆和液压缸驱动均为刚性变幅驱动，主要用于中、大型门座起重机。现代港口装卸用门座起重机大多采用齿条刚性变幅驱动系统，一般由电动机、联轴器、制动器、减速器、齿条摇架和齿条总成等组成。安全保护装置有变幅幅度检测器、限位器和超速保护限制器等。

3. 回转机构

回转机构是用来改变起重机在圆周方向作业面工作的机构，以达到在水平面内运移货物的目的。回转机构由回转支承装置和回转驱动装置两部分组成。回转支承装置有转盘式和转柱式之分，现代港口装卸用门座起重机大多采用转盘式。回转驱动装置一般采用由电动机、联轴器、制动器、减速器和小齿轮组成的立式传动系统，为了防止传动系统过载，回转机构传动系统中设有回转极限力矩限制器和其他安全保护装置。

4. 大车运行机构

大车运行机构是用来改变起重机整机的作业位置，以达到起重机能沿轨道方向移动到任意位置作业的目的。门座起重机的运行机构一般为非工作性机构，如有特殊要求也可以考虑起吊部分载荷带载运行。运行机构由运行支承装置和运行驱动装置两部分组成。运行支承装置用来支承起重机的全部自重和吊重载荷，在门架的每个支腿上应保证每个支承车轮载荷相等。运行驱动装置由电动机、制动器、减速器及传动部件等组成，其传动方式有卧式传动和立式传动等形式。

1.1.6 金属结构

门座起重机的金属结构是重要的承载和传力部件，主要由臂架系统、人字架及平衡系统、转台、门架等组成。不同类型门座起重机的金属结构组成略有不同。合理选择各部分金属结构件的形式，对满足起重机的作业要求、降低自重、提高起重机的性能等都十分重要。

臂架系统是用来承受和传递各种工作载荷，实现所吊货物在变幅工作过程中水平位移的结构系统。根据货物水平位移方式，通常有刚性四连杆组合臂架系统和钢丝绳水平位移补偿单臂架系统两种结构形式。

人字架是门座起重机受力最为复杂的结构件之一，需要支承和传递由臂架系统、平衡系统和各滑轮组等构件施加的载荷。人字架按其形状可分为桁构式、板梁式和立柱式等结构形式。

对于有臂架自重平衡系统的门座起重机，通常采用杠杆活配重式平衡系统，其由平衡梁和小拉杆组成。平衡梁一般采用箱形结构，小拉杆则为受拉的二力杆构件。

转台是门座起重机回转部分的基础，用来支承布置在其上的各工作机构、电气设备、机器房、臂架系统及人字架等部件的重量和吊重载荷，并将回转部分的全部载荷传递给固定门架，因此它应有足够的强度和刚度。

门架支承着门座起重机回转部分的所有结构，起到承受回转部分结构重量、吊重载荷、风载荷及各工作机构运动产生的惯性载荷的作用。为了保证门座起重机运行平稳，门架结构应具有较大的刚度。门架的结构形式主要有交叉门架、八撑杆门架和圆筒门架。前两种门架用于转柱式门座起重机，后一种用于回转大轴承转盘式门座起重机。

1.1.7 电气控制系统

门座起重机的电气控制系统主要由传动驱动系统、可编程逻辑控制器(programmable logic controller，PLC)、主令操作控制、安全保护、照明系统等组成。

1. 传动驱动系统

在门座起重机上，调速性能较好的驱动系统，主要有直流电动机电压调速系统和交流电动机变频调速系统。

1) 直流驱动调速系统

由于直流电动机有良好的调速特性，所以早期的要求调速性能较高的门座起重机上，几乎都采用直流电动机驱动。直流电动机驱动调速系统分为发电机-电动机(G-M)系统和晶闸管-电动机(V-M)系统。

发电机-电动机(G-M)系统的原理是交流电动机 M1 拖动直流发电机 G，直流发电机 G 发出直流电供给需要调速的电动机 M。其调速是通过主令电位器改变励磁电流来改变直流发电机 G 的输出电压大小而实现的。通过改变直流发电机 G 的励磁方向，可以实现直流电动机的正反转运行。直流驱动调速系统存在控制复杂、效率低、运行噪声大、安装维护不方便等缺点，因而慢慢被晶闸管变流装置所取代。

晶闸管-电动机(V-M)系统是由晶闸管变流装置直接给电动机供电的驱动调速系统。该系统通过改变晶闸管的触发脉冲控制角 α，从而改变输出电压的大小，实现平滑的调压调速。该系统具有体积小、低噪声、无污染、效率高等优点，目前广泛地应用于门座起重机的直流驱动调速系统。

2) 交流变频调速系统

随着现代控制理论的发展、新型大功率电力电子元件和变频技术的日益完善，交流变频调速技术有了很大的进步。现代门座起重机上越来越多地使用了变频调速技术。该调速系统具有以下一些优点：

(1) 与直流驱动调速系统相比，可以不选用价格昂贵、维护困难的直流电动机，而是选用更加经济、方便、节能的交流电动机。

(2) 能实现无级调速，实现工作机构的平稳运行，减小机械振动和冲击。

(3) 采用闭环矢量控制方式，可以实现位能恒负载下的零速抱闸，减小机械磨损和冲击，并能有效地防止重载溜钩现象。

变频器主要由整流器、滤波器、逆变器、制动单元、运算检测回路等部分组成。

(1) 整流器

把工频电源变换为直流电源，其电功率的传送不可逆。

(2) 滤波器

在整流后的直流电压中，含有脉动电压。此外，逆变器回路产生的脉动电流也会使直流电压波动。为了抑制这些电压波动，采用直流电抗器和电容器吸收脉动电压(电流)。

(3) 逆变器

逆变器的作用是在所确定的时间内有规则地使各个功率开关器件导通、关断，从而将直流功率变换为所需电压和频率的交流输出功率。

(4) 制动单元

异步电机在再生制动区域运行时，再生能量首先储存于电力电容器中，使直流回路电压升高。当起重机机械系统惯量所积蓄的能量比电容器能储存的能量大时，必须用可逆变流器把再生能量反馈到电网侧或制动单元上，把多余的再生功率消耗掉，以免直流回路电压的上升超过限值。

(5) 运算检测回路

将外部的转速、转矩等指令同检测回路的电流、电压信号进行比较运算，以决定变频器的输出电压、频率。

2. 电源及控制部分

1) 电源

电源部分分为进线电源、动力电源、控制电源以及照明电源，其中进线电源又根据进线电压等级分为高压上机和低压上机两种。

(1) 高压上机

对于整机容量较大的电控系统，为了减少上机电缆截面尺寸，可以提高供电电压等级。整机进线电压通常为6kV和10kV，由码头三相四线制高压电源经过高压电缆卷筒，送入机上高压开关柜，经机上高压变压器将6kV或10kV变压为AC400V送入机上电源箱，再经中心受电器送入电气房中的低压电源柜。

(2) 低压上机

对于容量较小的电气驱动系统，整机进线电压为380V，由码头三相四线AC380V电源经低压电缆卷筒，送入机上电源箱，经过柜中的换向开关引出，再经中心受电器送入电气房中的低压电源柜。

(3) 动力电源

动力电源为门座起重机上的电动机提供电源。动力电源送入总断路器，经过总接触器送入各工作机构控制柜，如支持柜、开闭柜、旋转柜、变幅柜、大车柜(通常与起升柜同柜)等。该动力电源经过各机构对应的断路器，送入变频器或接触器来控制电动机，其中总断路器和总接触器安装在电源柜内。

(4) 控制电源

控制电源为控制回路及PLC提供电源。动力电源送入电源柜后，在总断路器的上端头，将控制电源引入控制电源断路器，然后通过控制变压器，将AC380V转换为AC220V电源。该控制电源一部分提供给各个机构控制回路，另一部分提供给PLC或变频器。

(5) 照明电源

动力电源送入电源柜后，在总断路器的上端头，将照明电源引入照明断路器，然后通过照明变压器，将AC380V转换为AC220V电源。设备上所有照明、插座、空调(部分)以及柜内风机、加热器的电源全部由该照明变压器提供。另外司机室扩音装置电源也由该变压器提供。

2) PLC

门座起重机电控系统的PLC主要由以下功能模块组成。

(1) 中央处理单元

中央处理单元(central processing unit, CPU)是PLC的控制中枢。它按照PLC系统程序赋予的功能接收并存储从编程器键入的用户程序和数据。

(2) 通信模块

目前门座起重机的电控系统多采用Profibus-DP通信。PLC和变频器利用该通信协议交换数据，PLC向变频器发送控制字，给变频器启动、停止信号；PLC向变频器发送速度字，给变频器速度指令，PLC也可以通过状态字从变频器读取实际速度、转矩、电流、功率

等电机参数。门座起重机还可以配置以太网模块，用于远程通信、CMS监控系统等设备的连接。

（3）数字量输入模块

PLC数字量输入模块用来采集外围的一些开关量信号，包括各种限位、断路器反馈点、接触器反馈点、各种按钮以及变频器的继电器输出（运行、故障信号）等。

（4）模拟量输入模块

PLC模拟量输入模块主要用来采集一些模拟量信号，如温度信号、重量信号等。该模块的功能是将这些4～20mA或0～10V的电信号转换成数字量信号，参与PLC的逻辑控制。

（5）数字量输出模块

PLC的数字量输出模块用来驱动中间继电器、各种指示灯等。输出类型一般为继电器输出。继电器输出模块可以看作一个开关，它可以通过通断来控制对应的输出中继，不同的是这个开关需要通过PLC逻辑程序来控制其通断。

3）操作台

司机室操作台作为门座起重机控制命令的输入部分，其上安装有各机构操作手柄、按钮、指示灯、报警器等。所有的操作信号进入PLC，由PLC根据逻辑程序发送控制命令给变频器，控制电动机的启动和停止，从而完成相应的命令动作。

3. 电控系统的功能

门座起重机分为多用途门座起重机、带斗门座起重机、装卸门座起重机等。其中带斗门座起重机是抓斗装卸散货的专用门座起重机，自带料斗机构、带式输送机构等。控制上，带斗门座起重机的输送机构与主起升机构存在联锁功能，只有检测到输送机构的运行信号，才允许抓斗抓取货物并且上升移动至漏斗上方开斗。同时，地面带式输送机的运行信号作为机上输送机运行的条件，只有地面输送机运行时，机上输送机才能启动。

下面以交流电动机驱动为例介绍抓斗门座起重机各控制机构。

1）起升机构

起升机构由两台变频器分别控制两台交流变频电动机进行启、制动运行。起升机构通过转换开关可实现支持机构单机构、开闭机构单机构、支持/开闭双机构、抓斗支持与开闭的切换操作，通过右联动台上的起升操作手柄，可实现抓斗开闭斗以及上升下降动作。由于起升机构为位能性负载，所以该机构采用闭环矢量控制，即与变频电动机同轴安装速度传感器（增量编码器），速度传感器脉冲信号送入变频器的编码器卡，实现速度闭环控制。闭环矢量控制可以实现电动机零转速时变频电动机以额定转矩输出，实现零速抱闸，防止重载溜钩。另外，利用增量编码器的脉冲数计算出开、闭机构的钢丝绳长度，可以实现抓斗的自动开闭斗功能；在抓斗闭斗时支持电动机切换到力矩控制，实现抓斗深挖功能；抓斗上升时，通过检测支持与开闭两台电动机电流的大小，判断电动机负载是否平衡，可以实现抓斗支持/开闭双机构的平衡功能。起升机构设置有上升、下降减速、终点限位和上升极限等限位开关。

2）变幅机构

变幅机构由一台变频器控制一台交流变频电动机进行启、制动运行；通过左联动台操作手柄可实现增幅、减幅操作。变幅制动器检测到电动机有频率输出时打开，检测到电动机零速时抱闸。变幅电动机配置一台同轴的增量编码器，通过该编码器做速度闭环控制，以提高电动机的低频转矩，提高电动机的控制精度。另外，在变幅机构上安装了一个多功能凸轮限位，通过感应凸轮限位的触点，实现变幅机构减速、停止等保护功能。在臂架下铰轴处设置了变幅增、减幅极限限位开关。

3）回转机构

回转机构一般配置两台变频器控制两台电动机进行启、制动运行。为了保证两台电动机工作时的力矩一致，一般采用主从电机控制。通过控制主电动机速度，并检测电动机的输出力矩，然后将其力矩信号传送给从电动机，从电动机跟随主电动机的力矩运行，达到两台电动机输出同样的力矩。回转机构制动

器常用操作手柄控制、脚踏液压控制和脚踏电位器控制等方法。根据不同的制动装置而采用不同的控制方法。回转机构制动通常有三种：

(1) 电制动。当要求回转制动时，回转操作手柄回零，则电动机按设定的制动力矩曲线施加电磁阻力矩从而使回转运动在设定的时间内停止。

(2) 脚踏液压制动。当要求回转机构制动时，回转操作手柄回零，司机脚踏制动踏板推动液压制动总泵向制动分泵供油，制动器按脚踏的推力大小而提供相应的制动力矩。

(3) 最新的变频制动。制动器根据脚踏输出的4～20mA电流信号给出相对应的频率，控制变频液力推杆电动机的转速和推杆的行程，从而施加制动力矩，以实现回转制动。在回转制动器变频器输出运行信号时，回转机构变频器基极封锁，停止输出，防止电动机堵转。回转机构通常设有回转锁定、回转锚定等保护装置。

4) 运行机构

运行机构为开环V/F控制，由一台变频器控制所有的行走电动机进行启、制动运行。运行机构与起升机构可以共用一个变频器，通过联动台旋钮来实现功能切换。机下通常设有一行走操作箱。运行机构设有前进、后退、防爬、锚定、电缆终端保护和行走警示等功能。

1.1.8 辅助装置

为了保证门座起重机能正常和安全工作，除了必要的工作机构、金属结构和电气控制系统外，还需设置相应的辅助装置。门座起重机的主要辅助装置包括供电装置、超负荷限制装置和防风装置等。

1. 供电装置

门座起重机作为移动式生产设备要求在工作过程中进行移动式供电，最常用的供电方式可归纳为两大类，即滑触线供电和卷绕软电缆供电。滑触线供电由于受现场工作条件的限制，一般在港口门座起重机上很少采用，目前大多采用电缆卷盘筒绕软电缆移动供电。供电电缆卷筒由驱动装置、卷缆装置和导缆装置等组成，按驱动装置的不同可分为配重式和动力式。

1) 配重式电缆卷筒

配重式电缆卷筒采用无动力驱动装置，如图1-7所示，其工作原理为：放缆时，通过门座

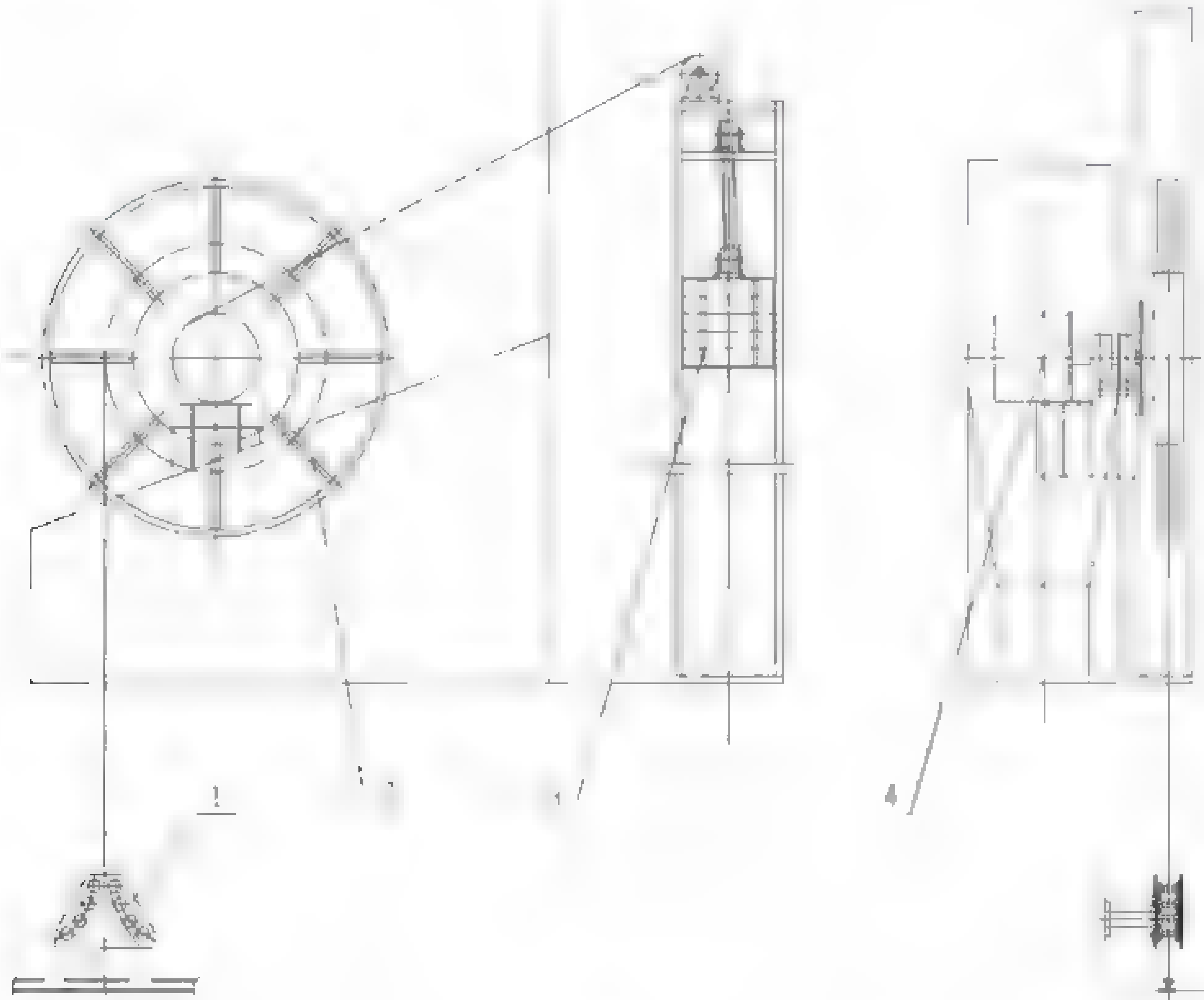


图1-7　配重式电缆卷筒

1—导缆器；2—电缆卷盘；3—配重系统；4—集电滑环

起重机的大车运行将电缆从电缆卷盘2中拖出，配重系统3在升降架中升高并储存位能；收缆时通过配重系统3下降拖动电缆卷盘2卷绕，将电缆收入卷缆盘中。配重式电缆卷筒驱动装置的优点是其工作无须控制，卷筒的收、放缆与门座起重机的运行自适应；电缆在配重的作用下始终处于张紧状态，卷筒系统无须动力也无须制动，但配重的重量要设计合理，否则会造成电缆的拉断或早期损坏。

2）动力式电缆卷筒

动力式电缆卷筒采用电动机驱动，为了满足门座起重机大车运行速度与电缆卷绕线速度同步，目前常采用磁滞式驱动装置、长期堵转力矩电动机驱动装置和变频电动机驱动装置，如图1-8所示。

磁滞式驱动电缆卷筒的主要特征是在电动机与减速机之间安装有磁滞式联轴器，有滑差力矩限制功能。其工作原理为：放缆时，通过门座起重机的运行给电缆施加拖行张力，从而在电缆卷盘上产生相应的力矩，当该力矩超过磁滞式联轴器的滑差力矩时将发生打滑，此时电缆将在具有一定张力的情况下从卷盘中被拖放出；收缆时，电动机通过磁滞式联轴器、减速器对卷盘施加力矩，驱动卷盘卷绕而卷取并收存电缆。磁滞式联轴器具有调节输出转矩的功能，可在一定范围内调整系统的输出机械特性，满足电缆卷筒转速与转矩的要求。

力矩电动机驱动式电缆卷筒的动力部分和调速部分均由力矩电动机来承担。该电动机具有调速范围宽和较软的机械特性，电动机可以在其机械特性曲线上的任一点长期堵转并稳定运行，以保证电缆在转盘的相应半径上获得适当的卷绕速度和拉力。其工作原理为：卷缆时，电动机的输出力矩为动力，通过减速器驱动卷盘收取电缆；放缆时，通过门座起重机的大车运行给电缆施加拖行张力，电动机的输出力矩为阻力矩，以防止电缆快速拉离卷盘，从而保证放缆与门座起重机运行的同步性。停机时，长期堵转力矩电动机由自带的盘式制动器将电缆卷盘制动住，保证电动机在断电状态下电缆不会从卷缆盘上滑落下来。

变频电动机驱动电缆卷筒是通过对变频电动机进行闭环调速控制，使其转速和输出力矩适应电缆卷筒卷缆、放缆和停车制动的工作要求，具有电缆在收放缆过程中的恒力矩功能、大车在运行过程中速度变化的电缆张紧功能、紧急或意外停车时制动器的打滑保护功能和停车状态下不发生电缆松弛和坠落的保护功能。

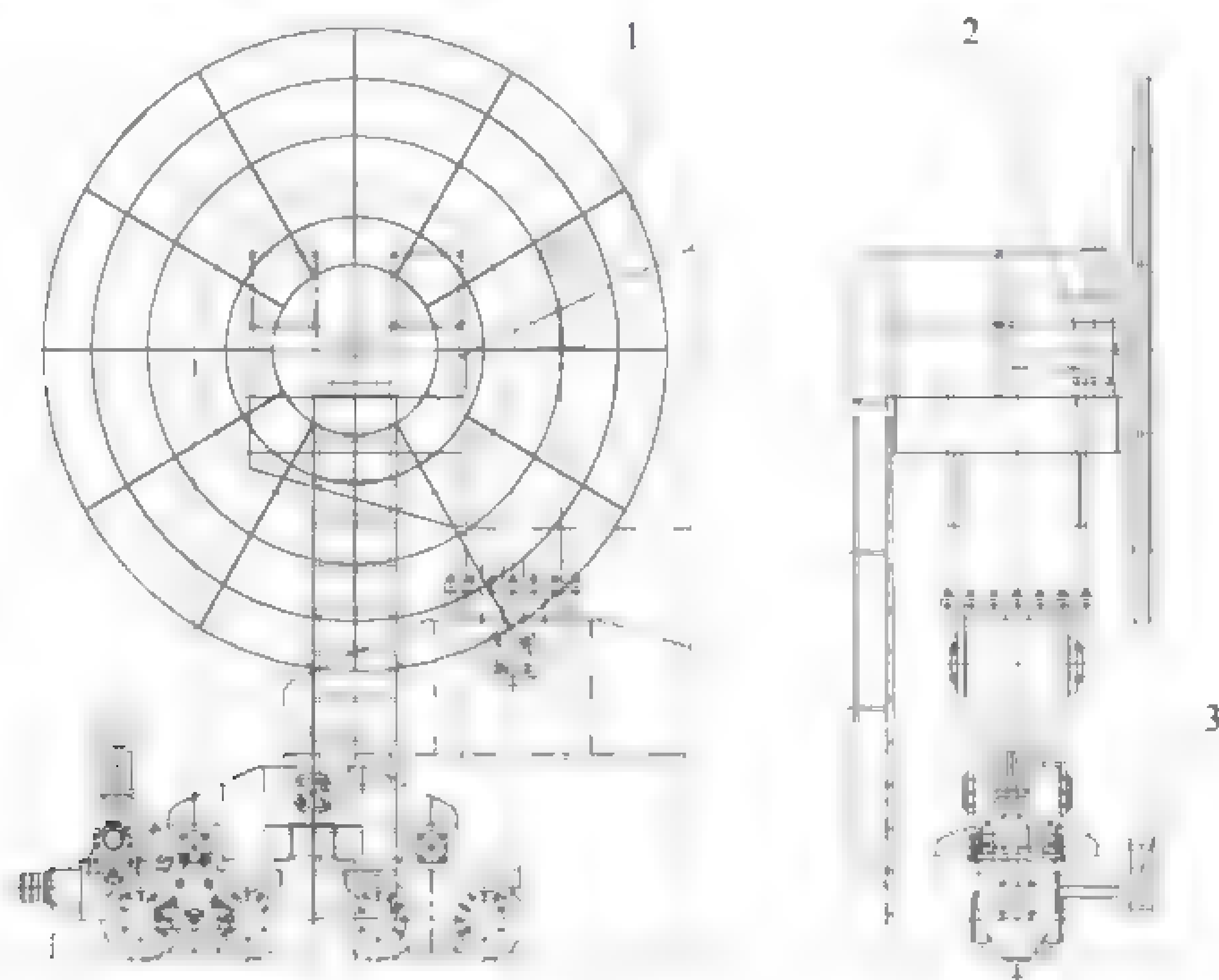


图1-8 动力式电缆卷筒
1—电缆卷盘；2—驱动装置；3—导缆器

3）导缆装置

导缆装置是电缆卷筒的辅助件，其作用是保证电缆卷筒放缆时能将电缆顺利导入电缆沟，以免造成电缆的脱钩、堆存或碰擦和损伤。导缆架还具有判断门座起重机大车运行方向和检测电缆松紧故障等信号控制功能。

2．超负荷限制装置

门座起重机在工作过程中为了防止超载事故发生，提高作业安全性，需要设置超载安全保护装置。门座起重机的超载保护装置由负荷信号检测装置和负荷限制器装置组成。起重机工作过程中，通过负荷信号检测装置检测负荷信号并传递到负荷限制器，经相应的数据处理后，通过PLC实现对起重机相关工作机构的控制，从而达到超载安全保护的目的。

1）负荷信号检测装置

门座起重机的起升工作负荷一般通过检测钢丝绳的张力来确定，包括直接取力和间接取力方法。当起升钢丝绳有固定接头端时，可通过安装在固定接头端的拉力或压力传感器直接测取钢丝绳的载荷。对于起升钢丝绳没有固定接头端的单臂架和四连杆门座起重机，一般采用杠杆滑轮装置间接测取钢丝绳张力。如图1-9及图1-10所示，先测取绕入、绕出杠



图1-9　人字架杠杆滑轮测力装置

1—测力滑轮；2—测力钢丝绳；3—杠杆系统；4—锁紧装置；5—测力传感器

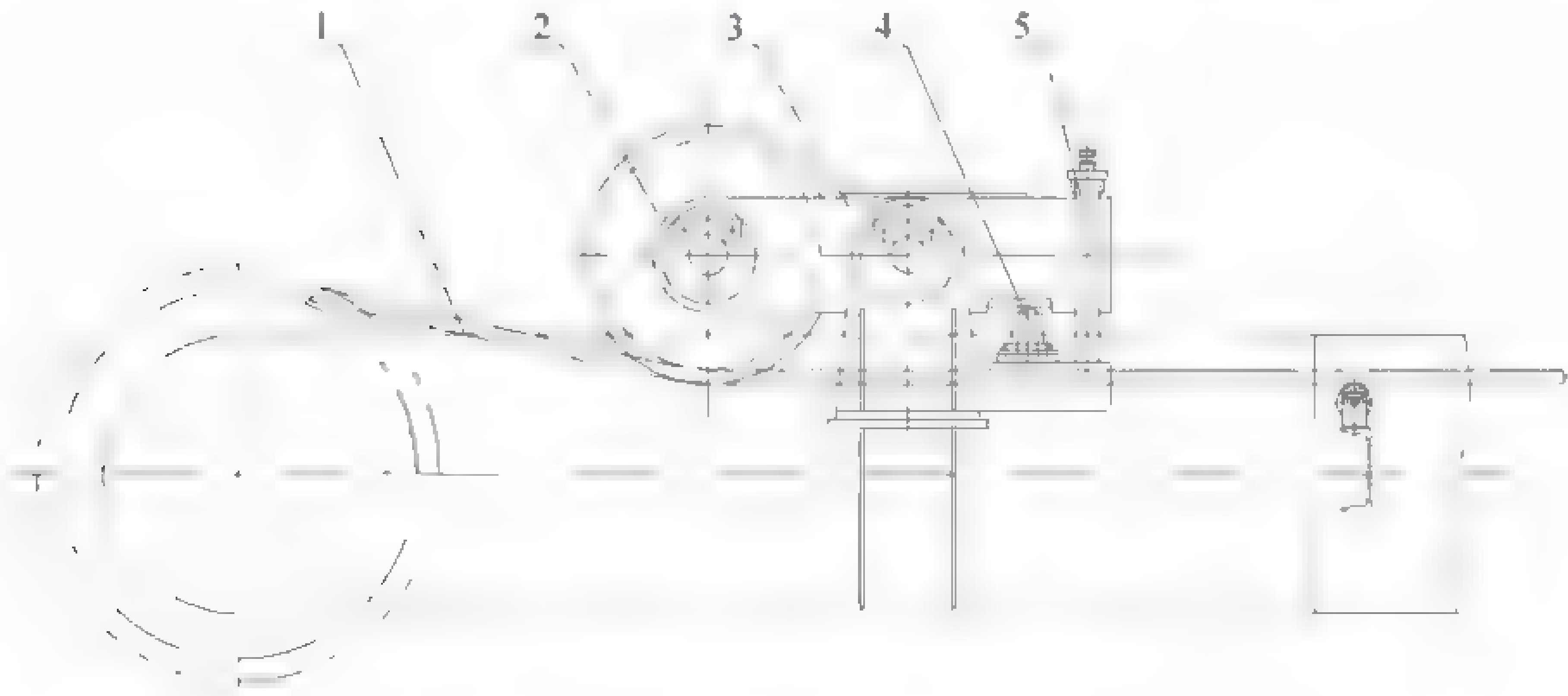


图1-10　大拉杆杠杆滑轮测力装置

1—测力钢丝绳；2—测力滑轮；3—杠杆系统；4—测力传感器；5—锁紧装置

杆滑轮钢丝绳张力的合力，再将其转换成钢丝绳的张力来确定起重机的起升工作负荷。门座起重机超载保护的可靠性取决于负荷信号检测装置的检测精度和稳定性，其测力点的设置必须满足：在起重机工作过程中，被检测钢丝绳中心线对该测力点的相对位置不发生改变，并尽量保持被检测钢丝绳中心线与测力滑轮中心在同一平面内。钢丝绳寿命与钢丝绳的缠绕方式紧密相关，应尽量减少钢丝绳在测力滑轮处形成反向弯曲，以免降低钢丝绳的使用寿命。

2）负荷限制器

负荷限制器是用来将测力装置检测到的信号进行处理并转化为对工作机构进行控制的信号，一般具有控制、监测、显示和报警等功能。负荷限制器由硬件和软件两部分组成，硬件主要包括显示仪表、处理器、信号盒和连接导线等，软件根据负荷限制器的功能要求进行编制。起升超负荷限制器信号处理装置的主要技术指标包括：模拟量输入通道、开关量输入通道、控制量输出通道、主机温度范围、综合精度和显示、报警、切换功能等。通过与幅度检测信号相结合，起升负荷保护装置还可以实现对起重机整机力矩的限制控制，通过起重量与起升速度相结合实现对起升机构的恒功率控制。

3．防风装置

1）防风要求

对于露天工作的门座起重机，为了防止在风载荷作用下造成起重机的滑移或倾覆等事故，必须装设可靠的防风装置。门座起重机的防风包括工作状态的防风和非工作状态的防风，其中工作状态的防风包括正常工作过程的防风和突发阵风的防风。门座起重机应针对不同防风状态，设置相应的防风装置。

门座起重机正常工作状态和突发阵风的防风都属于动态防风的范畴，其设置的防风装置应能在起重机工作过程中自动发挥作用。目前常用的装置有：大车运行机构推杆鼓式或盘式制动器、大车运行机构惯性制动器、大车电动防风铁楔等。大车运行机构推杆盘式制动器、大车运行机构惯性制动器既有使起重机在运行过程中减速和停车的功能，同时又可自动对非运行状态的起重机施加制动力以阻止其在工作过程中受风载荷作用而移动。电动防爬器可以在起重机工作过程中施加附加阻力以防止起重机发生非正常移动。

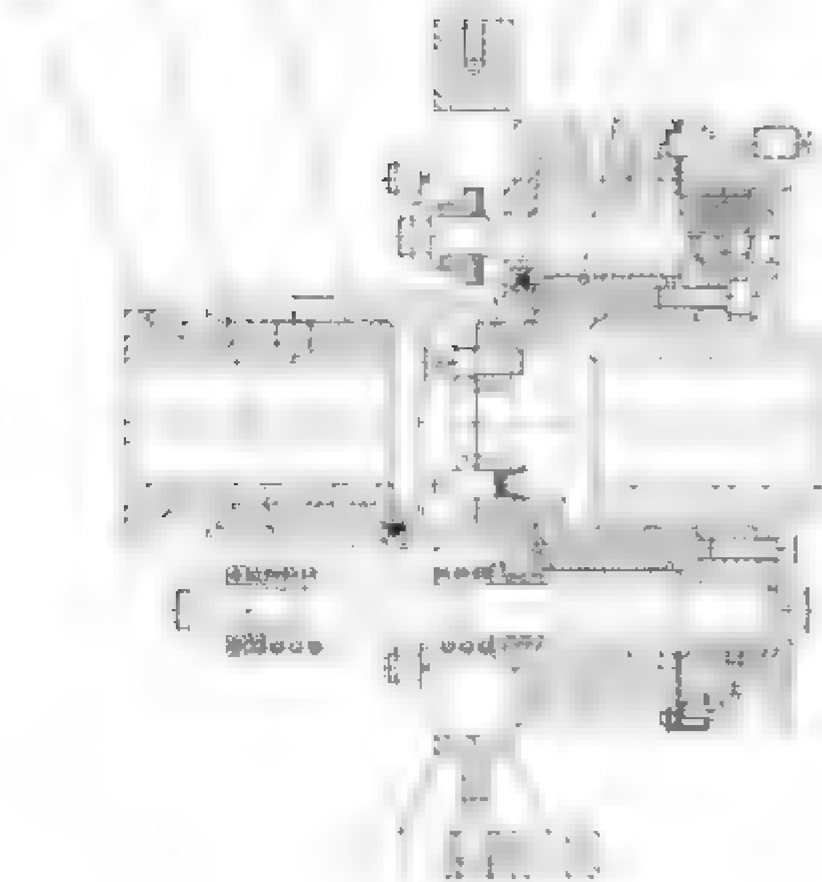
门座起重机非工作状态的防风属于静态防风，其设置的防风装置应能防止起重机在非工作状态遭受暴风袭击时不发生滑移和倾覆。目前常用的装置有：夹轮器、顶轨器、夹轨器、防风锚定装置和防风拉索等。

2）惯性制动器

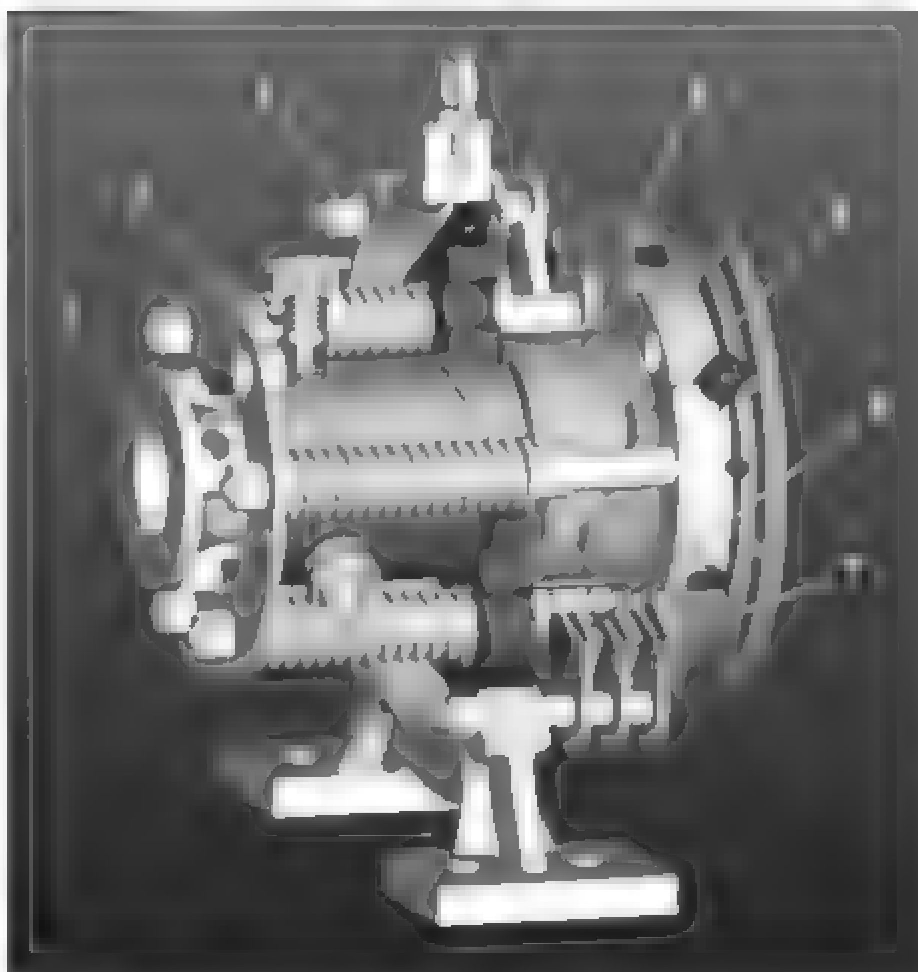
惯性制动器是一种基于惯性原理的新型无动力制动装置，主要安装在门座起重机的运行机构中。惯性制动技术是一项原创性发明，突破了传统的外力源（如电磁铁、电动液压推杆等）制动模式，其基本技术原理是由主动惯性力克服制动作用力以解除制动，与从动负载在运动体内部形成一个内力平衡系统，利用运动体自身的惯性力，通过特定的装置转换为对该运动体的制动力。惯性制动器根据惯性制动原理设计，融制动器、联轴器以及二者相互转换功能于一体，其构造为含有弹性联轴节、无附加制动力源装置、纯机械的盘式制动器结构，如图1-11所示。

惯性制动器有以下工作特点：在停电或点动不能正常工作时可以手动解除制动；在起重机作业遭遇突发阵风时，可以实现动态防风；在起重机旋转、起升或变幅机构启、制动时，可以通过大车运行机构的轻微晃动，释放传动系统的冲击载荷。

惯性制动器的工作原理为：大车运行或电动机启动时，利用电动机的驱动力矩通过花键轴1带动内部滑动式顶压套3，使顶压套3上主动顶4与从动顶5相互作用的凹凸螺旋面在产生角位移的同时产生轴向位移，从而压缩制动弹簧2，消除作用在制动环6和摩擦片7之间的压紧制动力，以解除制动；同时两凹凸螺旋面紧密贴合，传递扭矩，实现联轴节的传动功能；停车或电动机停止输出扭矩时，凹凸螺旋面的相互作用力消失，制动弹簧被压缩时储存的能量得以释放，制动弹簧恢复到启动前的状态，重新



(a)



(b)

图 1-11　惯性制动器构造图

1—花键轴；2—制动弹簧；3—顶压套；4—主动顶；5—从动顶；6—制动环；7—摩擦片

压紧制动环和摩擦片，实现制动。惯性制动器与变频器配合，可克服传统制动器的滞后现象，从而获得更好的启、制动效果。QGZ-P 惯性制动器系列产品综合技术参数见表 1-13。

3）轮边制动器

轮边制动器是一种直接对门座起重机大车从动车轮施加阻力的制动装置，有液压式和电子机械式两种形式。液压式为常闭式结构，设有大车传动系统动载释放功能，一般在门座起重机上较少采用。电子机械式轮边制动器是针对门座起重机工作特点开发的一种新产品，如图 1-12 所示，它由微电机、减速传动装置、具有单向逆止和分离功能的电磁保持器、滚珠丝杠副、凸轮增力机构、弹簧制动缸、制动夹钳和电控系统组成。工作时，由微电机 1 驱动减速传动装置 3，使滚珠丝杠副 4 输出推力，通过凸轮增力机构 5 来消除制动弹簧作用力，将制动夹钳 7 松闸；松闸后，电机停止工作，由电磁保持器逆止减速传动装置 2 反转，维持松闸状态。制动时，电磁保持器 2 通电吸合分离保持器，减速传动装置 3 反转，由压缩的制动弹簧作用力使制动夹钳 7 上闸，产生制动作用。该防风装置采用了电子机械式驱动机构，可便捷地通过自动化控制手段来满足设备的各种防风工况要求，具有稳定可靠的防风效果。

电子机械式轮边制动器采用夹钳结构，通过高性能的摩擦衬垫与轮缘侧面摩擦产生抗风阻力，具有非常稳定的摩擦性能和防风制动效果。它体积小，结构紧凑，安装简易，单台设备可设置多台轮边制动器，并且具有在紧急状态下，实施动态紧急制动的功能，使整机具有较高的防突发阵风的能力。

表 1-13　QGZ-P 系列产品综合技术参数表

产品规格		1#	2#	3#	4#	5#
许用转矩 $T/(\mathrm{N \cdot m})$	额定	46～65	91～130	126～180	182～260	245～350
	最大	140	270	370	550	750
制动力矩 $M/(\mathrm{N \cdot m})$	额定	50～100	100～200	150～300	220～450	300～600
	最大	150	300	180	650	900
极限转速 $n/(\mathrm{r/min})$		2660～3800	2600～3000	2100～3000	2100～3000	1680～2400

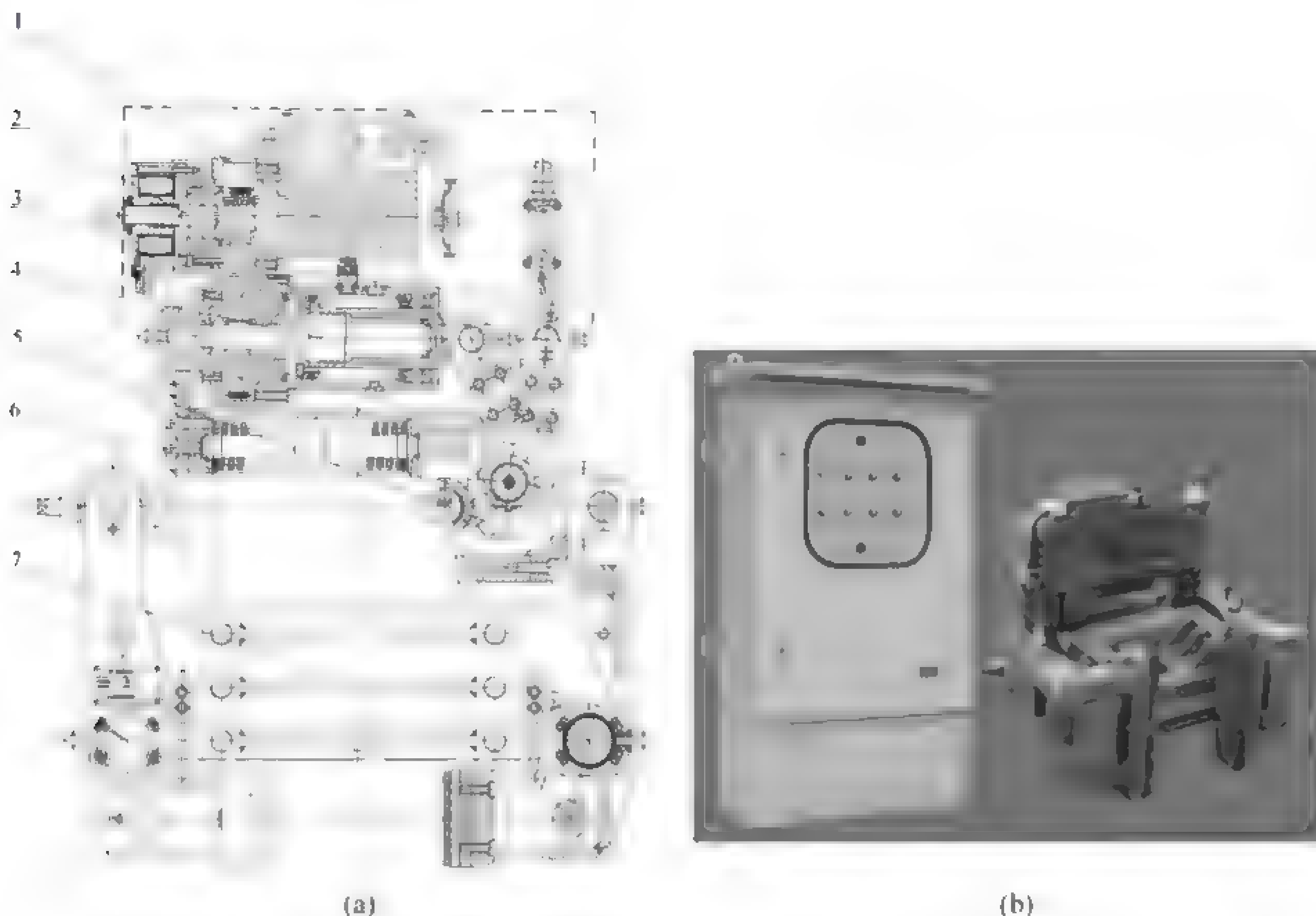


图 1-12 电子机械式轮边制动器构造图

1—微电机；2—电磁保持器；3—减速传动装置；4—滚珠丝杠副；5—凸轮增力机构；6—弹簧制动缸；7—制动夹钳

DLBZ 电子机械式轮边制动器可最大限度地利用设备的重量与轨道的摩擦阻力作用提供最大的水平抗风阻力，常用的 DLBZ 系列产品综合技术参数见表 1-14。轮边制动器夹紧力按非工作状态最大轮压设计，能保证夹持住最大轮压的车轮，计算时可按平均轮压直接计算，多组车轮在被夹持下每个车轮所能提供的平均水平抗风阻力一般可参照表 1-15。

4）电动防风铁楔

电动防风铁楔是直接用于门座起重机工作状态下动态防风和非工作状态下辅助防风的制动装置，安装在大车从动车轮架上。该装置主要由电动液压推杆驱动器、支承架、连杆机构和铁楔等组成，如图 1-13 所示。起重机运行时，电动液压推动器推动连杆机构将铁楔提起，使其与轨道分离，从而保证起重机正常行走；当起重机停止运行时，电动液压推动器断电使推杆缩回，通过连杆机构将铁楔放回轨道并插入车轮下。由于铁楔与起重机是浮动连接，当起重机受风力作用开始移动时，铁楔并不立即随之移动，此时车轮会滚上铁楔，滚动车轮对铁楔的压力逐渐增加，在铁楔与轨道之间形成摩擦力，从而起到制动作用。电动防风铁楔设有释放限位开关，具有联锁保护和手动释放功能，同时弹簧复位功能可避免断电后推动器动作不灵敏致使楔块不能及时复位问题。

表 1-14 DLBZ 系列产品综合技术参数

夹轮器型号	额定夹紧力 F/kN	额定静摩擦力 T/kN	单侧退距/mm	开闸时间 t/s	上闸时间 t/s	三相力矩电机		DC50V 电磁铁		质量/kg
						功率/W	堵转电流/A	功率/W	电流/A	
DLBZ25	50	42	1.2～1.8	1.5～2	≤1	400	3	25	0.5	130
DLBZ40	75	63	1.2～1.8	1.5～2	≤1	750	4	25	0.5	135
DLBZ63	120	100	1.2～1.8	1.5～2	≤1	800	4.5	25	0.5	225
DLBZ100	180	150	1.2～1.8	1.5～2	≤1	1100	6	25	0.5	230

表 1-15　DLBZ 系列产品防风能力参数

kN

车轮最大轮压	250	400	630	100
平均水平抗风阻力	15～20	30～40	45～65	60～85



图 1-13　电动防风铁楔构造图

5）防风锚定装置

锚定装置是防止起重机在非工作状态风力作用下沿轨道滑移的重要防风装置。门座起重机的锚定装置一般安装在门架下方或大车运行台车上。锚定装置可采用插板结构或插销结构，锚定座预埋在码头表面上，锚定板或锚定销通过支承架与门座起重机本体结构相连。锚定板或锚定销的下放或提起可以通过人工手动操作或机械传动装置操作。为了防止起重机在锚定装置放下状态发生大车误运行，在锚定插板或锚定插销提起或放下的极限位置均设置有联锁保护限位开关。锚定装置的设计应以门座起重机非工作状态的最大风载荷为依据，充分考虑锚定座等水工结构的强度。图 1-14 所示为防风锚定装置图。

6）防风拉索

防风拉索是防止起重机在非工作状态风力作用下发生倾覆的重要防风装置。门座起重机防风拉索的一端连接在门架端梁下方或大车运行台车上，另一端与预埋在码头面上的支座相连，通常在拉索之间设有张紧装置。防风拉索的张紧应视拉索的大小通过人工手动操作或机械装置操作。门座起重机在正常工作时，防风拉索可收起悬挂在门架端梁或大车运行台车上。图 1-15 所示为防风拉索装置图。

1.1.9　轮压及稳定性

轮压是根据作业码头土建结构的最大承载能力对起重机运行支承装置提出的限制性要求，稳定性是为了保证起重机在各种条件下

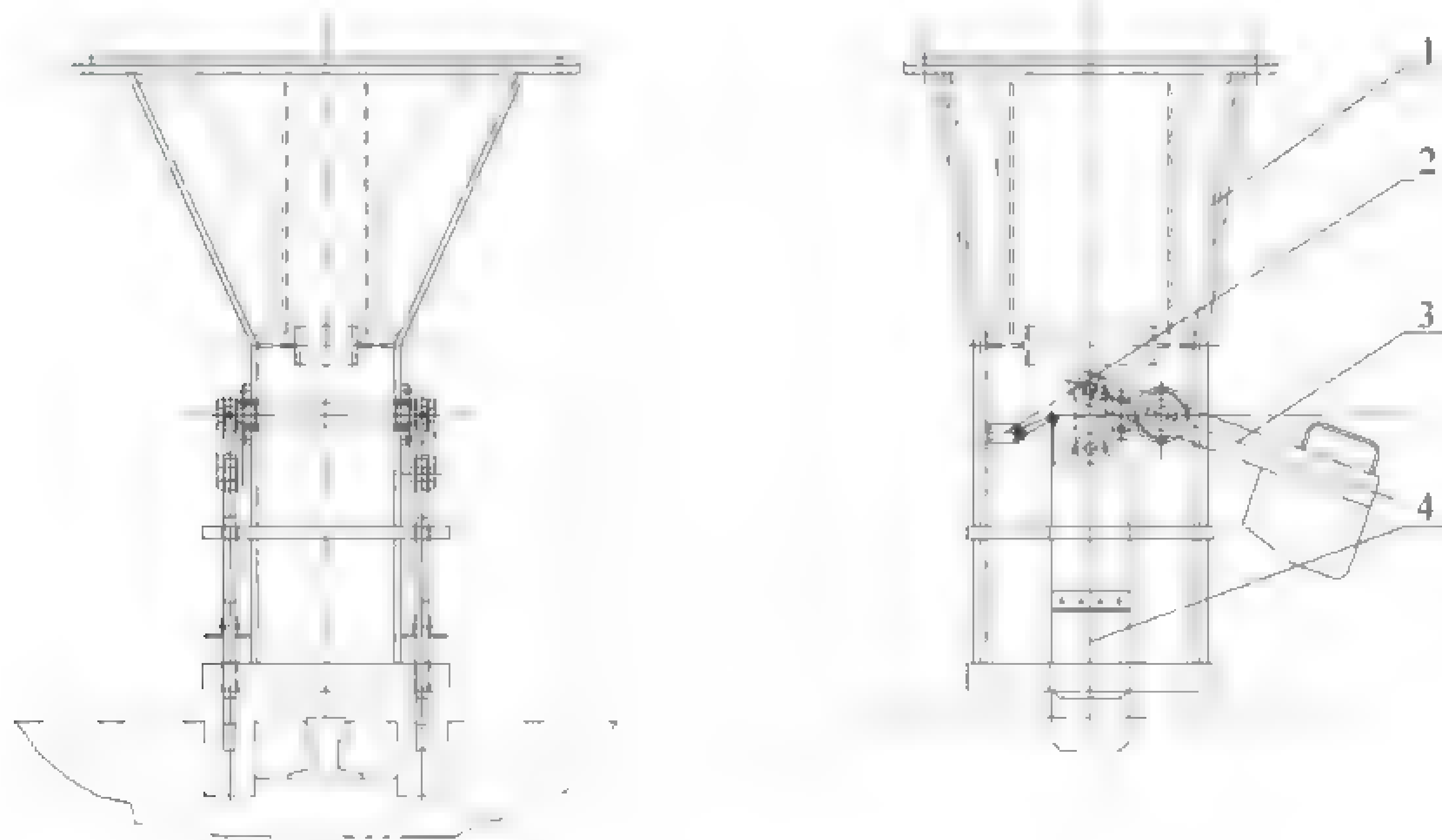


图 1 14　防风锚定装置

1—锚定支架；2—限位开关；3—操作杠杆系统；4—锚定插板

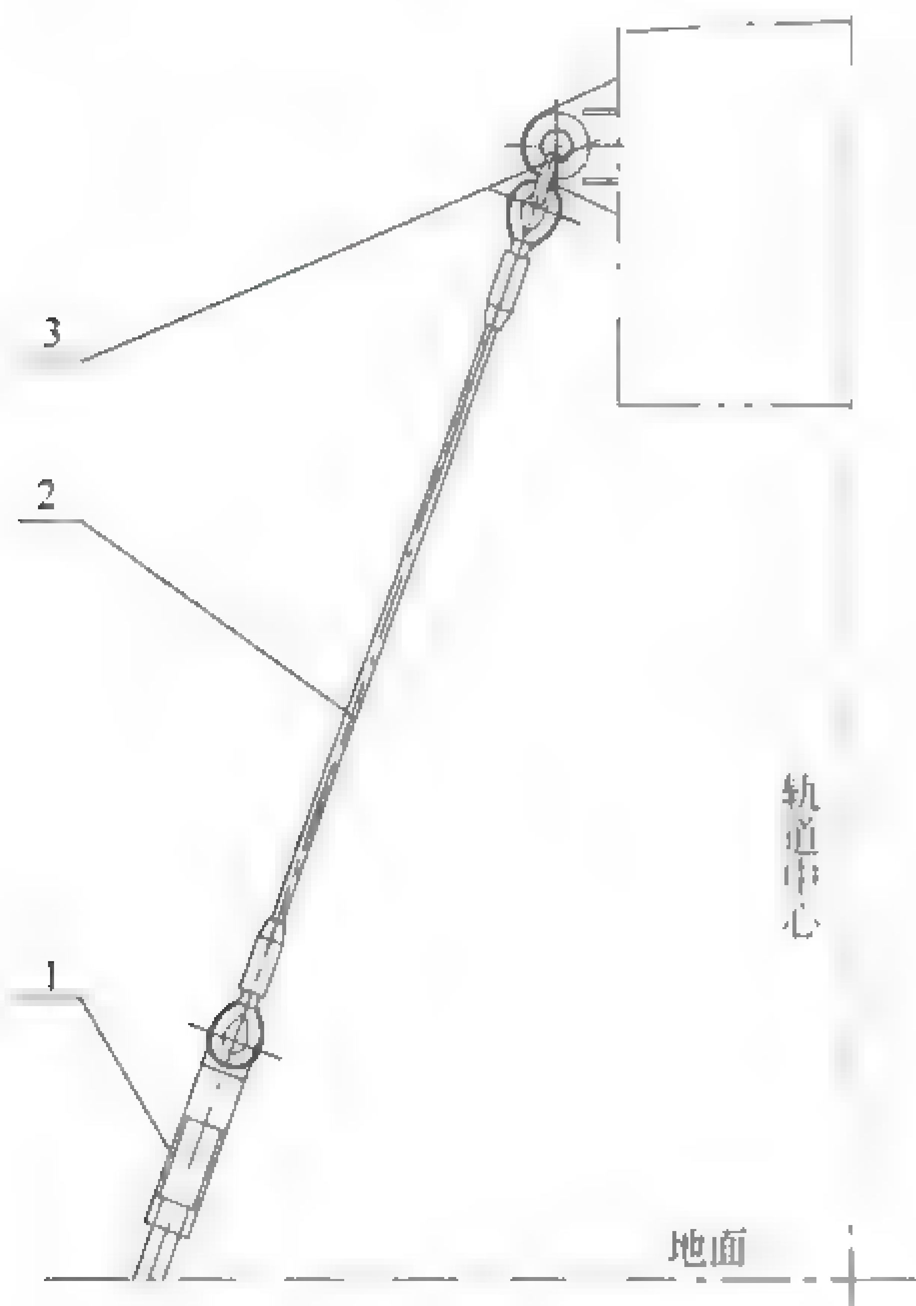


图 1-15　防风拉索装置
1—拉索张紧装置；2—拉索；3—连接耳板

不发生倾覆事故的最低限制条件，这两者都是起重机设计选型须满足的必要条件。

1. 轮压

轮压是指支承点处的车轮对大车运行轨道的垂直压力。门座起重机在一定载荷作用下，四个角上的各车轮支承点上的支承反力是超静定分配的，支承反力的大小与门座起重机支承结构及基础的刚性和变形情况相关，由于门座起重机轨距相对较小，门架的刚度较大，故其支承反力一般按刚性车架假设计算确定。

1）支承反力

门座起重机工作过程中将承受各种载荷，所有载荷最终将通过大车车轮与轨道接触的支承点传递，从而形成门座起重机的支承反力。引起支承反力的载荷包括额定起吊载荷、整机自重载荷、风载荷、惯性载荷等，所有载荷可以转化为作用于门座起重机回转中心上的铅垂力及水平力对回转中心的倾覆力矩和扭转力矩，按照刚性车架假设原理可计算臂架在不同角度位置的支承反力。当计算出现支承点处的铅垂支承反力为零或负值时（支点脱离轨道），并不意味起重机会发生倾覆，而是起重机的支承从超静定的四支点支承变为静定的三支点支承，相应的支承反力会重新分配。

2）轮压

轮压是指将支承反力平均分配到每个车轮上的铅垂力。轮压的大小与所配车轮的数量有关。当码头的轮压值确定后，可根据计算支承反力的大小来配置车轮的数量。

2. 稳定性

门座起重机抗倾覆稳定性的定义为：当由门座起重机自重载荷相对于门座起重机倾覆线产生的稳定力矩的代数和大于由除自重载荷以外的其他载荷相对于门座起重机倾覆线产生的倾覆力矩的代数和时，则认为门座起重机是稳定的，用计算式表示为

$$\sum_{j=1}^{n} M_j > \sum_{i=1}^{m} M_i \qquad (1\text{-}1)$$

式中：M_j——门座起重机第 j 组部件的自重载荷对倾覆线的稳定力矩，沿稳定方向为正；

M_i——除门座起重机自重载荷外其他第 i 个载荷对倾覆线的倾覆力矩，沿倾覆方向为正。

倾覆线是起重机发生倾翻时的翻转轴线，与起重机的构造和验算工况等因素有关。

1）抗倾覆稳定性计算工况及载荷

按《起重机设计规范》（GB/T 3811—2008）规定，门座起重机抗倾覆稳定性的计算工况包括 4 种（见表 1-16），稳定力矩由自重载荷计算，而倾覆力矩则用表 1-17 给出的计算载荷计算。

在进行稳定性校核计算时，应选择最不利的载荷组合，即要考虑起重机结构和机械部分可能处于的最不利的位置，各种载荷要考虑最不利的作用点和方向。

2）抗倾覆稳定性校核

(1) 基本稳定性

考虑起重机自重载荷、起升载荷及其动态作用，不考虑风载荷和惯性力作用，此时起重机的力矩代数和满足式（1-1），则抗倾覆稳定性满足要求。

表 1-16　门座起重机抗倾覆稳定性计算工况

计算工况	计 算 条 件	计算载荷特征
Ⅰ	基本稳定性	计算自重载荷起升载荷及其动态作用，不考虑其他载荷
Ⅱ	动态稳定性	既计算自重载荷起升载荷及其动态作用，又考虑工作风载荷和惯性力
Ⅲ	非工作最大风载荷	只计算自重载荷最大的非工作风载荷，不考虑其他载荷
Ⅳ	突然卸载	考虑货物突然卸载的反向作用及工作风载荷向后作用

表 1-17　门座起重机抗倾覆稳定性校核计算的计算载荷

计算工况	计 算 条 件	载荷性质	计算载荷
Ⅰ	基本稳定性	作用载荷	$1.5P_Q$
		风载荷	0
		惯性力	0
Ⅱ	动态稳定性	作用载荷	$1.3P_Q$
		风载荷	$P_{WⅡ}$
		惯性力	P_D
Ⅲ	非工作时最大风载荷	作用载荷	0
		风载荷	$1.2P_{WⅢ}$
		惯性力	0
Ⅳ	突然卸载	作用载荷	$-1.2P_I$
		风载荷	$P_{WⅡ}$
		惯性力	0

注：P_D——由机构驱动产生的惯性力；

P_Q——最大起升载荷，在起重机工作时的永久性起升附件，无论它是否是规定的起升载荷的组成部分，在计算抗倾覆稳定性时均应计人在最大起升载荷中；

P_I——起重机的有效载荷，但不包括起重机在工作状态中作为永久性起升附件的重力；

$P_{WⅡ}$——起重机承受的工作状态风载荷；

$P_{WⅢ}$——起重机承受的非工作状态风载荷。

(2) 动态稳定性

考虑起重机自重载荷、工作风载荷、惯性力、起升载荷及其动态作用，此时起重机的力矩代数和满足式(1-1)，则抗倾覆稳定性满足要求。

(3) 非工作最大风载荷时的稳定性

只考虑最大的非工作风载荷和起重机自重载荷，不考虑其他载荷，此时起重机的力矩代数和满足式(1-1)，则抗倾覆稳定性满足要求。

(4) 突然卸载时的稳定性

考虑货物突然卸载的反向作用及工作风载荷向后作用，此时起重机的力矩代数和满足式(1-1)，则抗倾覆稳定性满足要求。

1.1.10　作业效率

门座起重机的作业效率是指起重机在规定的装卸条件下，单位时间内装卸货物的能力。它是一个与起重量、机构工作行程、机构工作速度、各机构的联动操作、物品种类、船型、水位条件和司机的操作熟练程度等因素有关的综合性指标。门座起重机的作业效率包括名义生产率(额定生产率)和实际生产率。

1. 名义生产率

名义生产率是指在一定的假设条件下，按起重机的额定载荷和平均工作行程计算出来的生产率，它表征了起重机所具备的生产能力，是起重机选型的重要依据之一。名义生产率可以通过计算单位小时起重机的作业循环次数乘以额定起重量获得。

1) 工作循环图

门座起重机一个工作循环所需要的时间

可以通过作工作循环图的方法确定。假设条件为：起重量为额定起重量；工作幅度为0.7倍的最大工作幅度；起升高度为0.6倍轨上轨下高度总和；回转角度为90°；起升、变幅和回转速度为额定运行速度。起升机构的加、减速时间为1.5～2s，变幅机构加、减速时间为2.5～3.5s，回转机构加、减速时间为4～5s。对于吊钩作业考虑挂钩和脱钩时间，对抓斗作业考虑开斗和闭斗时间。工作过程中机构动作为：起升、变幅和回转机构单独动作，其中起升、变幅机构可联合动作，起升、回转机构可联合动作。联合动作的原则为：起升机构为主工作机构，变幅、回转机构为配合工作机构，联动时，起升机构应将货物起吊在安全的位置，变幅、回转机构才可参与联合工作。

按以上假设条件，可以作出如图1-16所示的抓斗门座起重机工作循环图，由该图可确定起重机一个工作循环的总时间T。这种循环图是针对额定生产率而言的，在产品设计中参照这个循环图还会出现一些机构间、机电间的矛盾，这就需要对循环图进行修正，最后在保证循环周期满足生产率要求的条件下解决好设计中的矛盾，达到统一协调的目的。

2）名义生产率计算

门座起重机的名义生产率按下式计算：

$$Q = G \times 3600/T \qquad (1\text{-}2)$$

式中：Q——门座起重机的名义生产率，t/h；

G——门座起重机的额定起重量，t；

T——门座起重机一个工作循环时间，s。

2. 实际生产率

门座起重机的实际生产率是以起重机在实际工作中经常出现的作业工况作为约定条件，在该条件下，测试门座起重机在单位时间内的实际装卸作业量。对于吊钩作业的门座起重机，按实际计量的作业量计算；对于抓斗作业的门座起重机，按抓斗抓取质量的平均值计算。门座起重机实际生产率的测试操作应由合格的司机担任，作业程序应符合试验大纲要求。

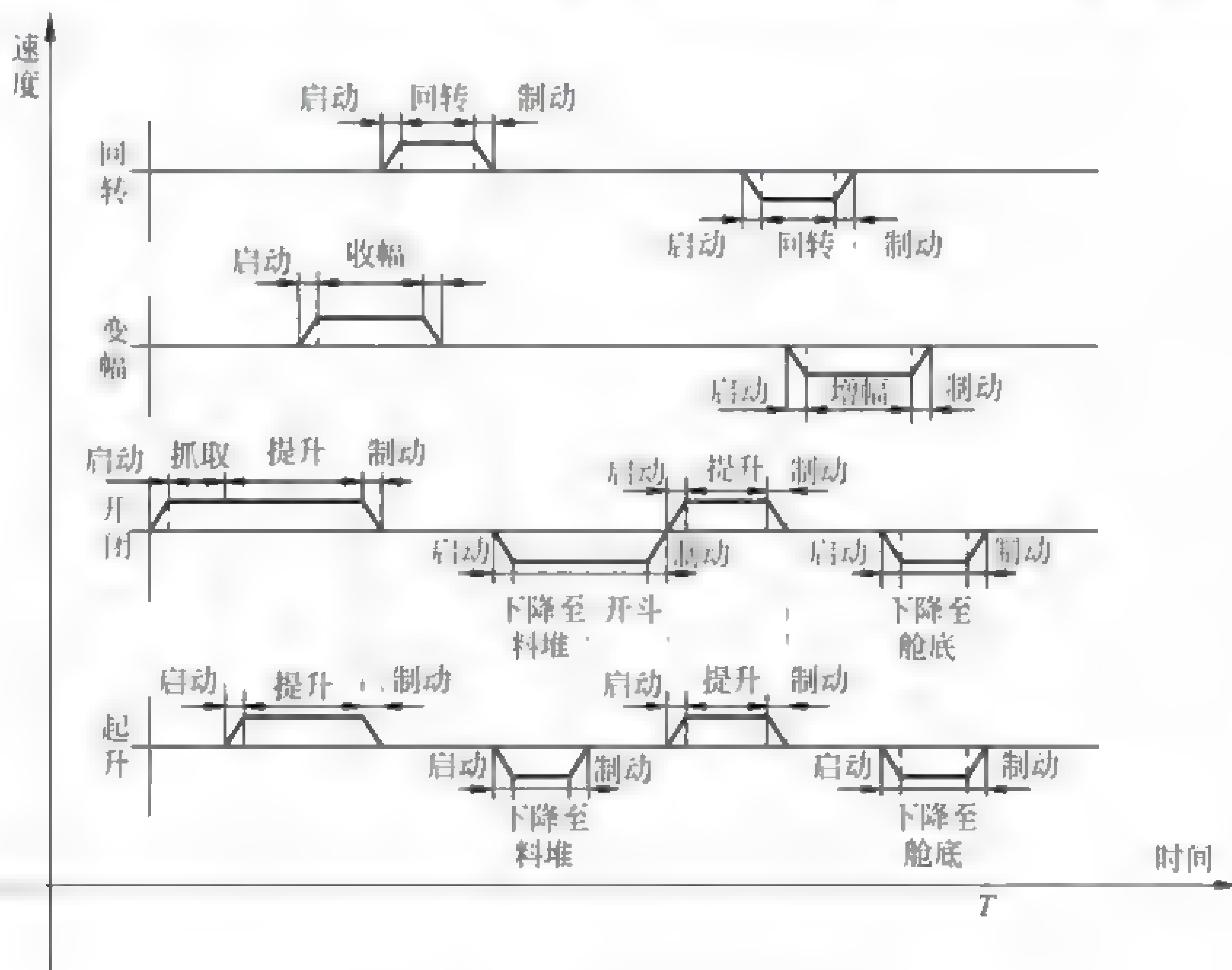


图1-16 抓斗门座起重机工作循环图

1.2 通用门座起重机

通用门座起重机主要用于港口码头或货场进行件杂货装卸或散货装卸作业。根据港口货物装卸及作业特点，通用门座起重机一般要求外形尺寸小，司机室视野开阔，具有足够的门架净空高度，应能充分满足港口码头的场地条件，适应船舶满载、空载作业以及地面车辆的通行要求。同时还应考虑多台起重机在同一舱口进行装卸作业的要求。通用门座起重机应选用适当的起重量、较高的工作速度，并配备可靠的安全装置。针对散装货物和件杂货物的装卸需要，应能方便地进行吊钩和抓斗互换作业。

1.2.1 典型构造

港口通用门座起重机主要以吊钩和抓斗互换作业为主，并可兼顾其他吊属具作业。其典型构造按臂架形式可分为组合臂架和单臂架两大类，其中单臂架可分为刚性变幅和柔性变幅；按回转支承方式可分为转盘式和转柱式两种构造，与此相对应具有圆筒形门架和十字交叉形或八撑杆形门架结构。图1-17所示为四连杆组合臂架门座起重机，图1-18所示为齿条刚性变幅单臂架门座起重机，图1-19所示为转柱式门座起重机，图1-20所示为钢丝绳柔性变幅单臂架门座起重机。

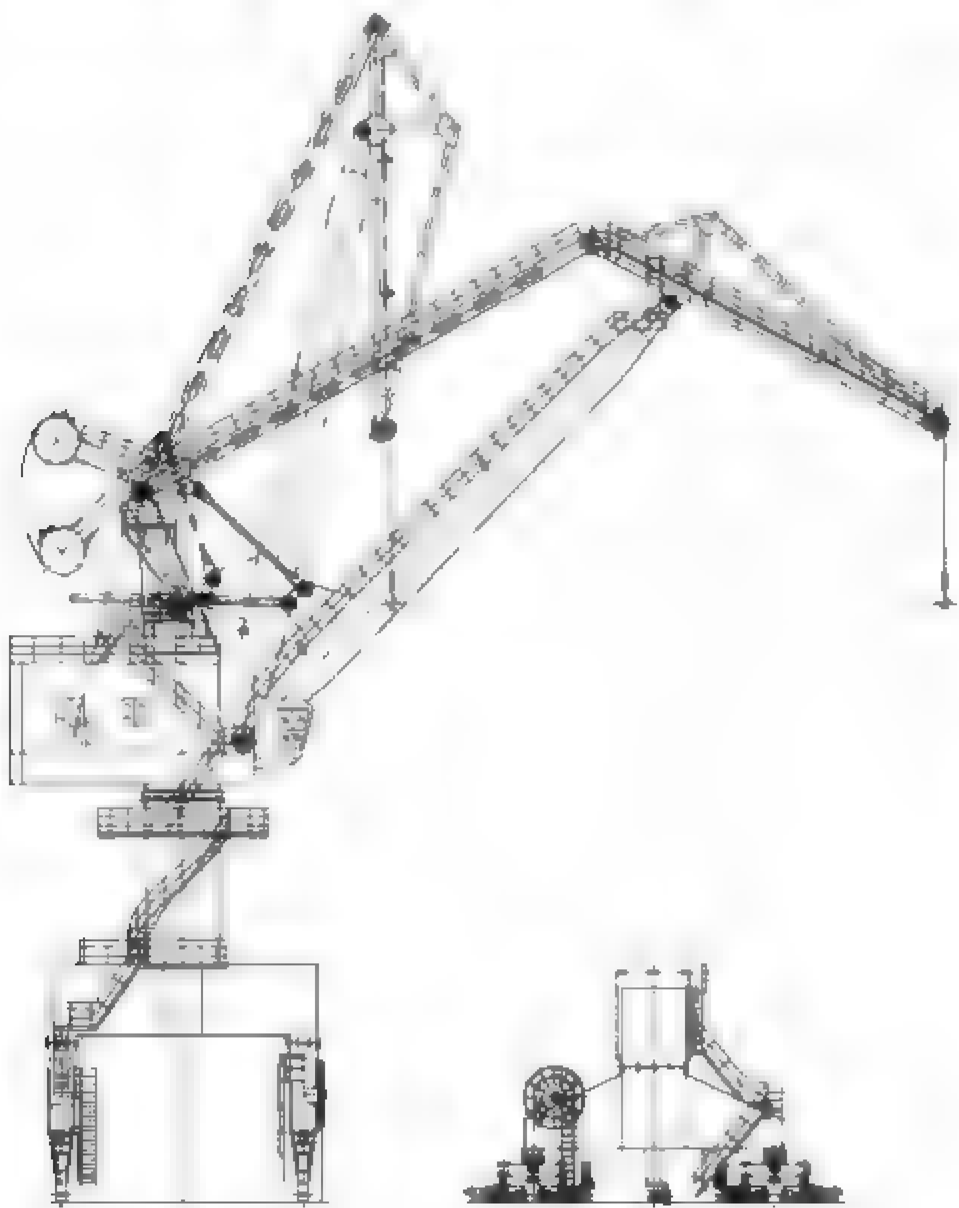


图1-17 四连杆组合臂架门座起重机

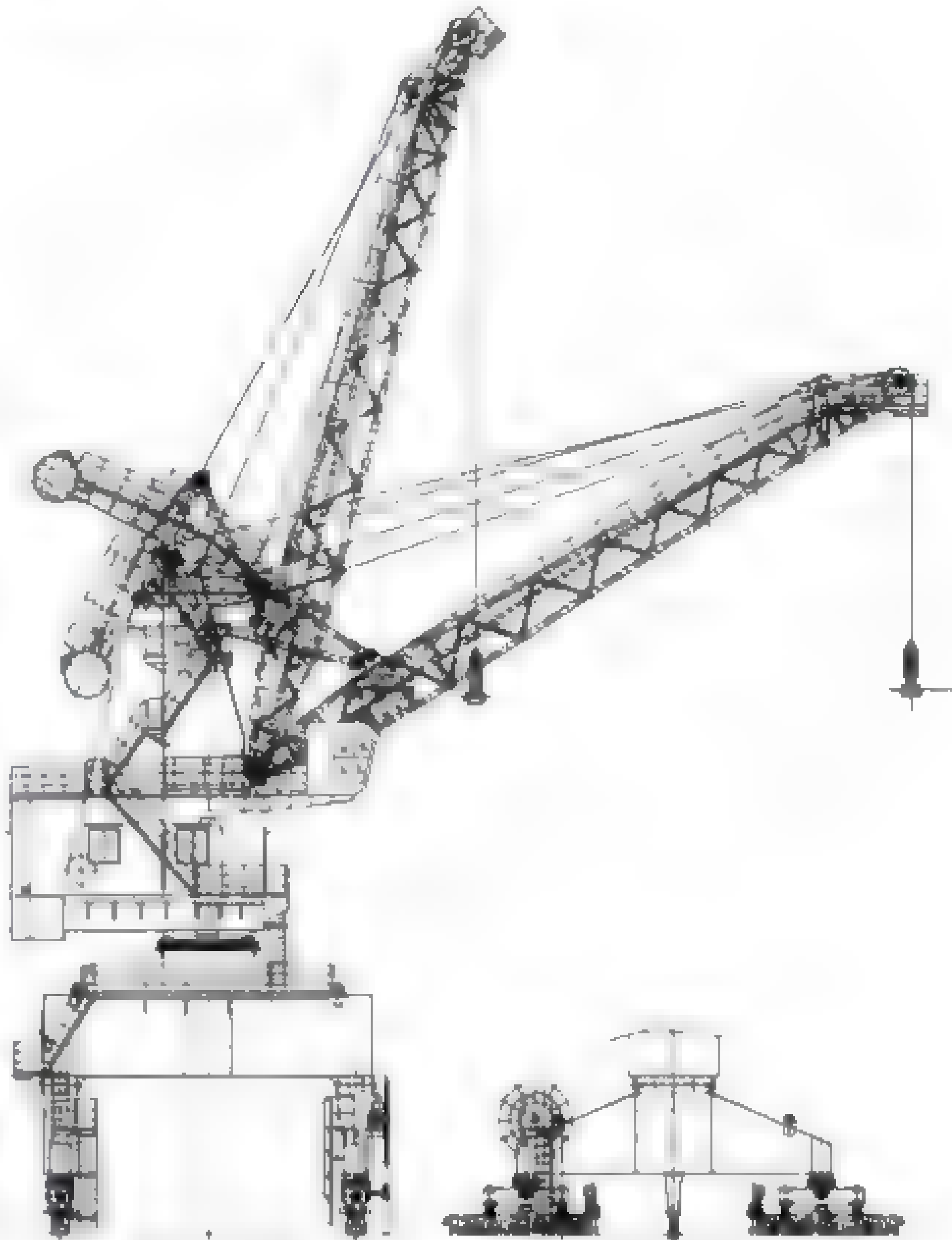


图1-18 齿条刚性变幅单臂架门座起重机

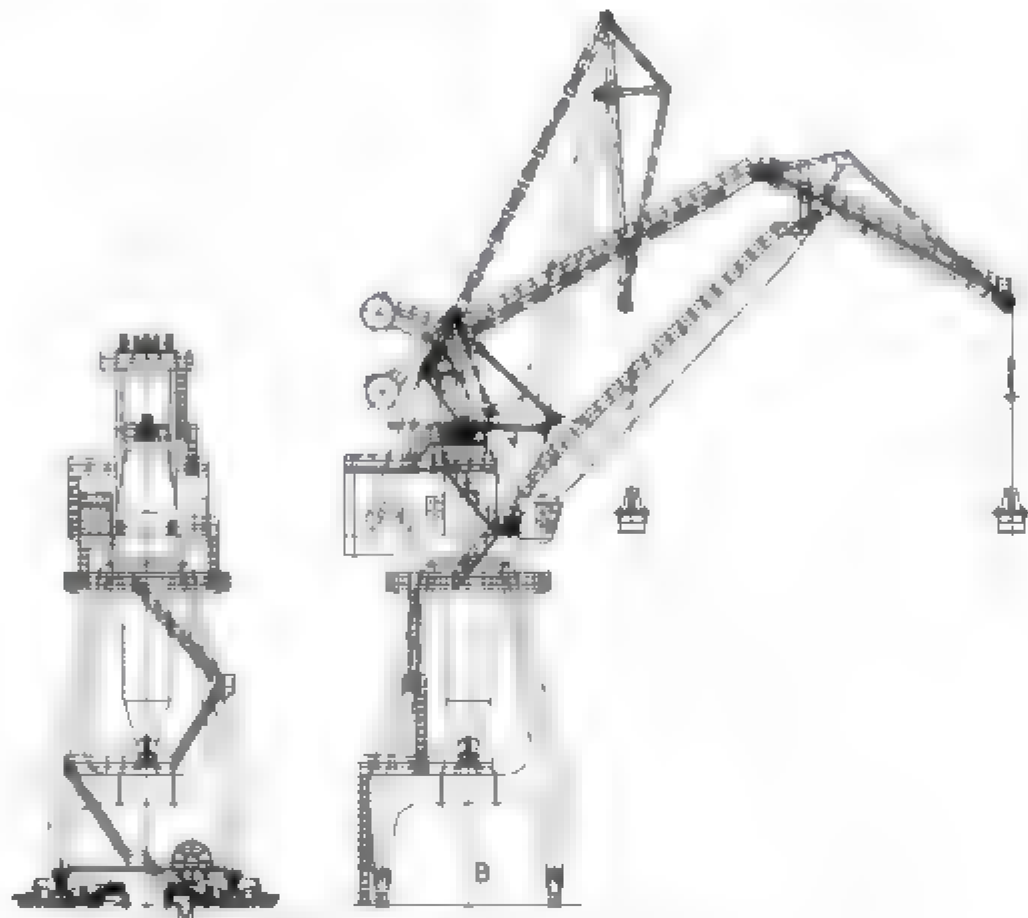


图1-19 转柱式门座起重机

1.2.2 主要参数及型号

通用门座起重机的基本参数同样包括性能参数、尺寸参数、速度参数等。主要参数有：起重量、工作幅度、轨上起升高度和轨下下降

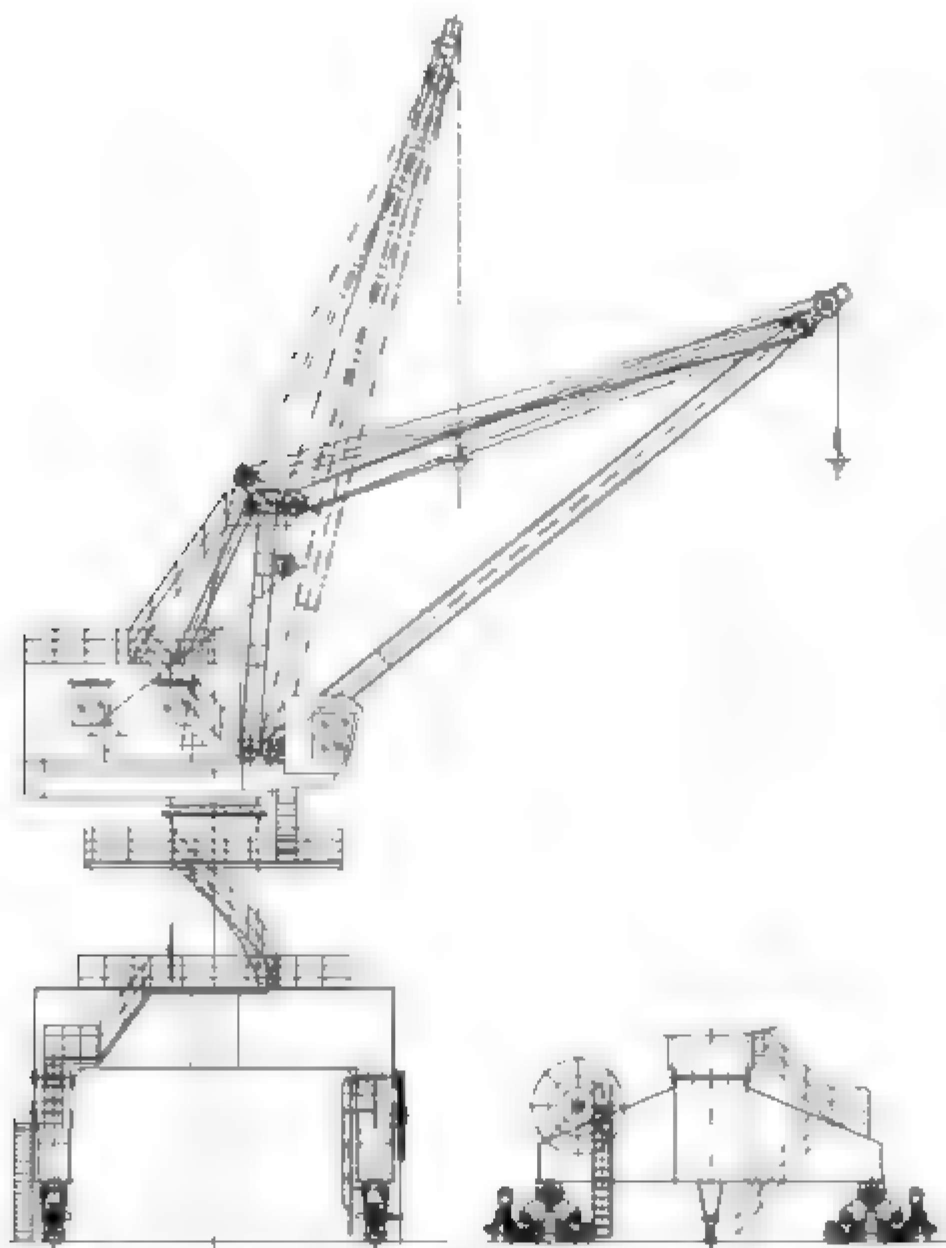


图 1-20 钢丝绳柔性变幅单臂架门座起重机

深度、轨距和轮距、基距、尾部回转半径、工作速度、轮压和腿压、工作级别、生产率等，其型号一般根据船型大小和用户作业要求确定。表 1-18 为四连杆门座起重机的主要参数及典型型号，表 1-19 为单臂架门座起重机的主要参数及典型型号。

1.2.3 工作机构

1. 起升机构

1）起升机构的组成

通用门座起重机的起升机构一般由驱动装置、钢丝绳卷绕系统和安全保护装置等组成。驱动装置包括电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒总成等部件。钢丝绳卷绕系统包括钢丝绳、滑轮组件等。安全保护装置有超负荷限制器、起升高度限位器、下降深度限位器、超速保护限制器等。图 1-21 所示为起升机构示意图。

图 1-21 起升机构示意图

2）起升机构的驱动装置

起升机构驱动装置因取物装置、起重量、起升速度和使用场合不同而有所不同。以吊钩、

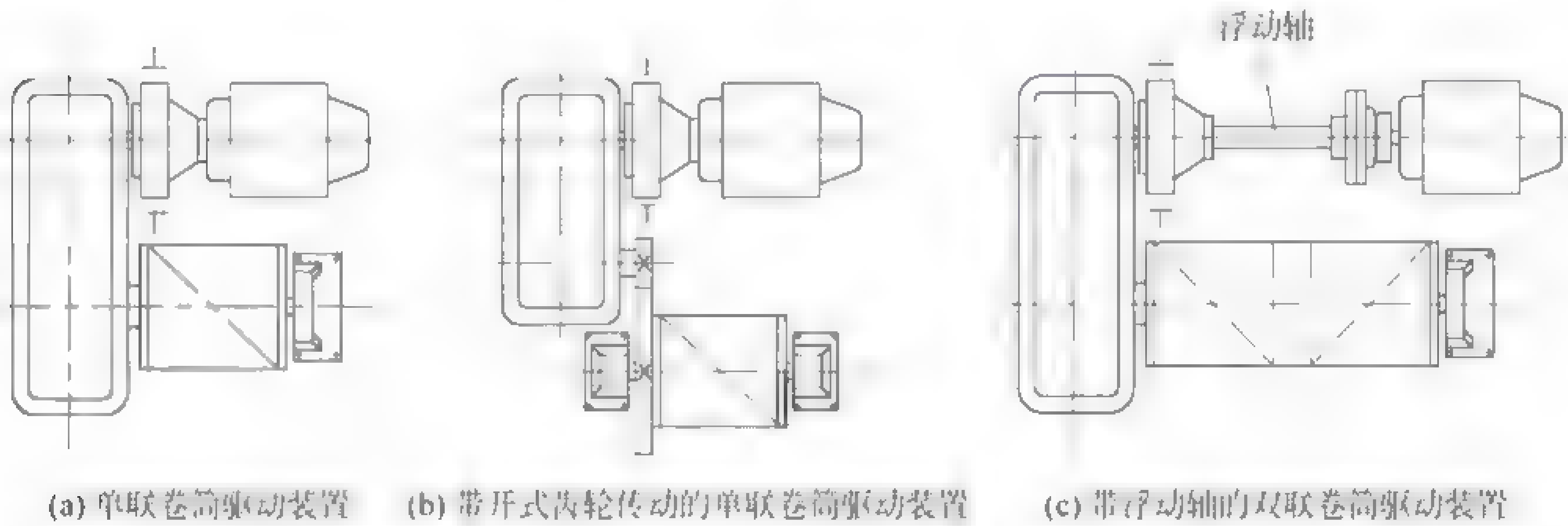
表 1-18 四连杆门座起重机的主要参数及典型型号

产品规格		MQ1033	MQ1633	MQ2535	MQ4045
额定起重量(抓斗/吊钩)/t		10/16	16/25	25/40	40
工作幅度	最大(抓斗/吊钩)/m	33/25	33/25	35/25	45
	最小/m	9	9.5	10	12.5
起升高度	轨上(抓斗/吊钩)/m	19/26	18/28	19/28	25/37
	轨下/m	15	17	15	19
工作速度	起升(抓斗/吊钩)/(m/min)	60/40	60/26	50/25	50
	变幅/(m/min)	50	50	45	45
	旋转/(r/min)	1.4	1.4	1.2	1.2
	行走/(m/min)	26	26	26	26
总行走轮数/驱动轮数		20/12	24/12	32/16	32/16
起重机尾径/m		7.5	8.5	8.5	9
轨距×基距/(m×m)		10.5×10.5	10.5×10.5	10.5×10.5	12×12
轮压/t		25	25	25	40
钢轨型号		QU80	QU80	QU80	QU100
装机容量/kW		298	449	603	813

表 1-19 单臂架门座起重机的主要参数及典型型号

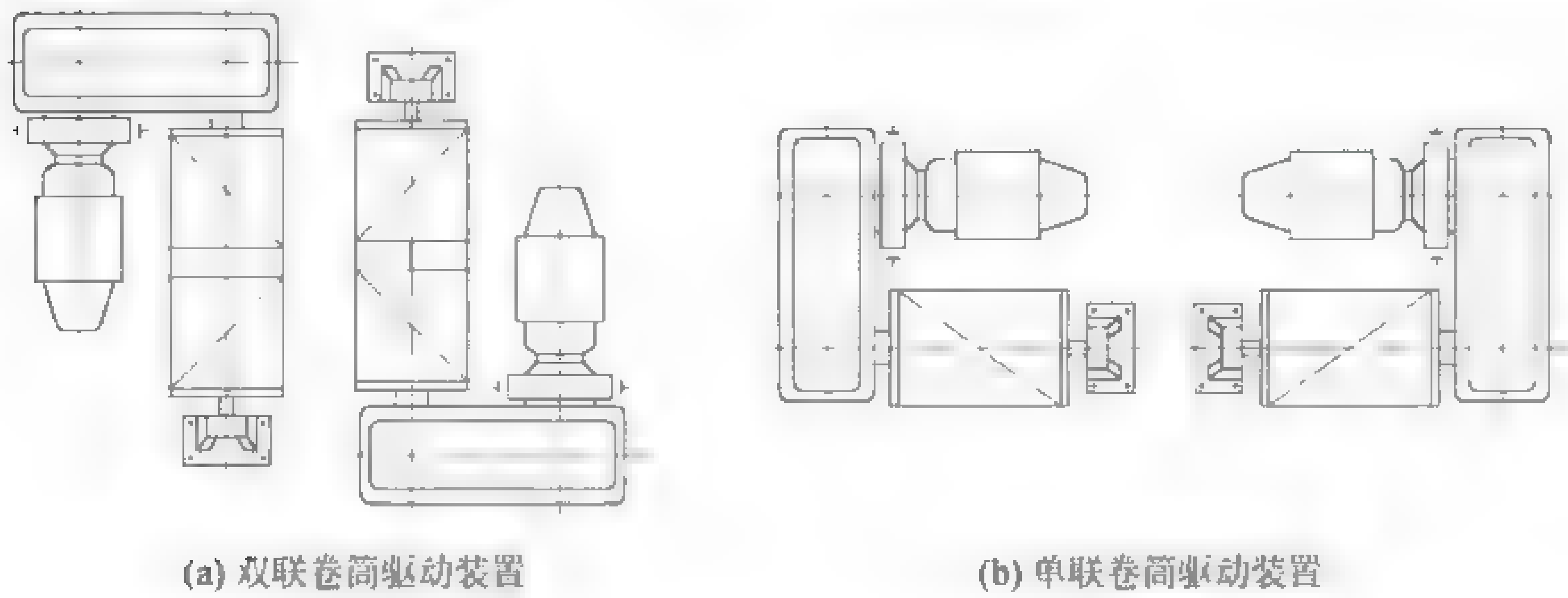
产品规格		MQ4025	MQ5030	MQ5035	MQ5040
额定起重量/t		40	50	50	50
工作幅度	最大/m	25	30	35	40
	最小/m	9	10	11	13
起升高度	轨上(吊具/抓斗)/m	20	22	28/22	28/22
	轨下/m	12	15	15	18
工作速度	起升(吊具/抓斗)/(m/min)	35	35	30/45	30/60
	变幅(吊具/抓斗)/(m/min)	30	30	35/45	35/50
	旋转(吊具/抓斗)/(r/min)	1.0	1.0	1.0/1.2	1.2/1.5
	行走/(m/min)	25	25	25	25
总行走轮数/驱动轮数		24/12	32/16	48/24	36/20
起重机尾径/m		7.5	7.8	8	8.2
轨距×基距/(m×m)		10.5×10.5	10.5×10.5	10.5×10.5	10.5×12
轮压/t		25	25	30	30
钢轨型号		QU80	QU100	QU100	QU120
装机容量/kW		350	400	550	600

吊具等作为取物装置的起升机构驱动装置可以是单绞车系统，也可以是双绞车系统，工作过程中，绞车以相同速度运行而实现起吊货物的升降作业。以抓斗作为取物装置的起升机构驱动装置须采用两套独立的绞车系统，其中一套用作抓斗开闭，另一套用作抓斗开闭时的抓斗支持。工作过程中，两套绞车可以分别独立动作，也可以联合动作，以实现抓斗开闭作业和升降运行。图 1-22 所示为单绞车系统布置图，图 1-23 所示为双绞车系统布置图。



(a) 单联卷筒驱动装置 (b) 带开式齿轮传动的单联卷筒驱动装置 (c) 带浮动轴的双联卷筒驱动装置

图 1-22 起升机构单绞车系统布置图



(a) 双联卷筒驱动装置 (b) 单联卷筒驱动装置

图 1-23 起升机构双绞车系统布置图

起升机构一般由电动机驱动，包括直流电动机和交流电动机。直流电动机由于具有良好的适合起升机构工作要求的机械特性，使其成为高性能调速要求起升机构的首选驱动形式。但由于早期直流驱动系统的电动机和电气元件故障较多，控制系统复杂，加之直流电源的获得较困难等原因，随后逐渐被交流电动机驱动系统所取代，特别是变频调速技术的突破，使得交流驱动成为一种大趋势。随着现代科学技术的快速发展，早期直流驱动系统中的一些问题也已经得到了很好的解决，特别是在一些高性能调速要求的场合，直流驱动系统仍不失为一种好的选择。交流电动机驱动能直接从电网获取电能，操纵简单，维护方便，电动机重量轻，系统工作可靠，在门座起重机起升机构中被广泛采用。

起升机构的联轴器分高速轴联轴器和低速轴联轴器，用来实现机构运动和扭矩的传递。高速轴联轴器转速高，但传递扭矩小。对于带有制动轮的联轴器尤其要注意离心惯性力对减速机轴或电机轴的影响。起升机构的联轴器应该具有调整同轴度误差的功能，一般采用挠性联轴器。低速轴联轴器转速低但传递的扭矩大，应具有一定的过载能力。

起升机构的制动器分为工作制动器和安全制动器。工作制动器一般安装在高速轴上，每一套独立的驱动装置至少要装设一个工作制动器。对于有特殊冗余要求的起升机构，每套独立驱动装置应装设两个工作制动器。工作制动器应是常闭式的，制动轮或盘应装在与传动机构刚性连接的轴上。每个制动盘上应采用两套制动器对称布置。有特殊要求的门座起重机起升机构，可在钢丝绳卷筒上装设安全制动器。港口通用装卸门座起重机一般不装设安全制动器。

起升机构减速器的工作级别应与起升机构的工作级别相一致，选型的依据为输入功率、传动比和输入转速等参数，选型后的减速器应对输出轴上的短暂最大力矩和最大径向力进行验算。

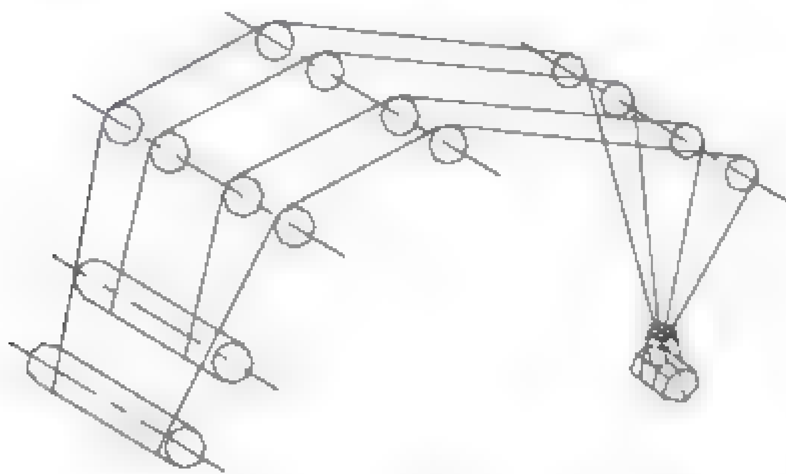
3）起升钢丝绳卷绕系统

起升钢丝绳卷绕系统是传动系统的一部分，由钢丝绳、滑轮和卷筒等组成，主要起着旋转运动与升降运动形式的转换和动力传递的作用。

图 1-24 所示为吊钩、抓斗两用四连杆门座起重机的典型钢丝绳卷绕系统。该系统由两套双联卷筒驱动的卷绕系统组成，使用吊钩时通过平衡滑轮均衡两套系统的钢丝绳张力。卷筒的引出分支经导向滑轮与取物装置相连。

图 1-25 所示为单臂架门座起重机上采用的滑轮组补偿式卷绕系统。该系统在变幅过程中可使钢丝绳以一定规律收进或放出，以补偿变幅时货物高度位置的变化，使货物作近似水平移动。

门座起重机的卷绕系统应尽量避免钢丝绳反向弯折，卷筒、滑轮的卷绕直径与钢丝绳直径之比 h 应满足规范要求，以减缓钢丝绳的疲劳损伤。按钢丝绳中心计算的滑轮或卷筒的卷绕直径，应满足：


(a) 抓斗作业钢丝绳卷绕系统

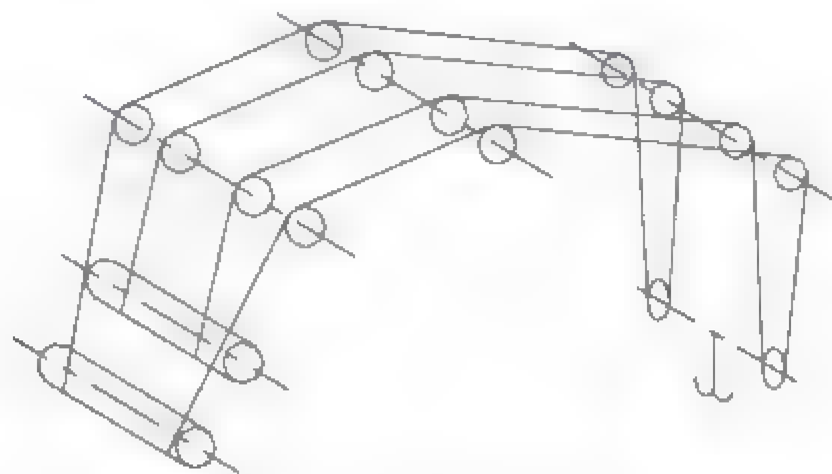
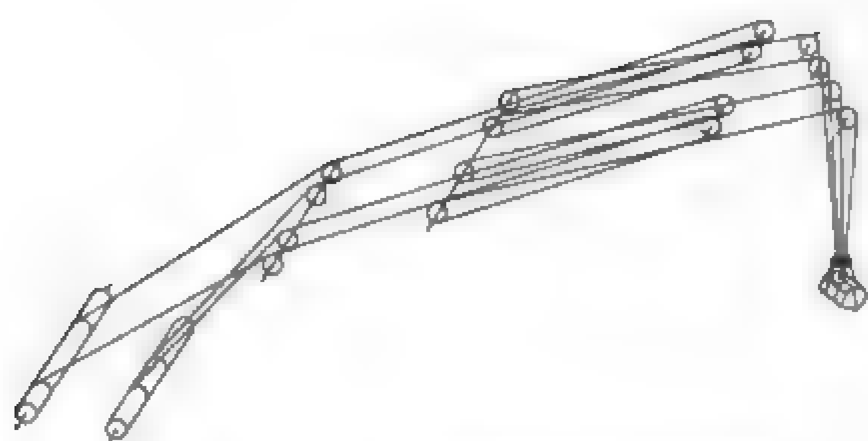
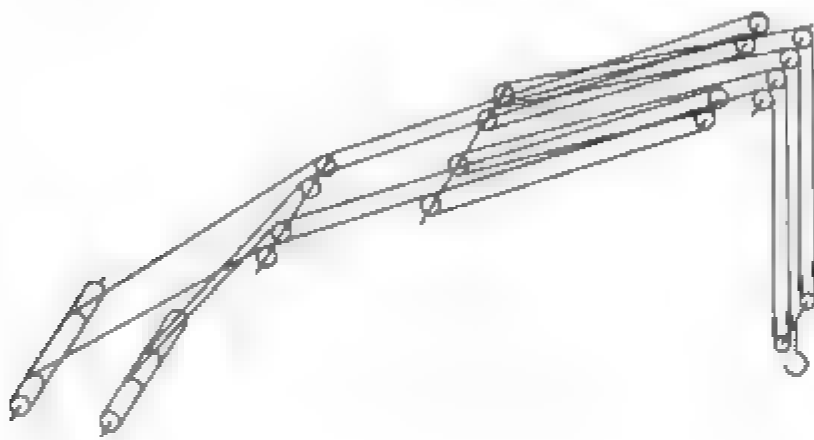

(b) 吊钩作业钢丝绳卷绕系统

图 1-24　四连杆门座起重机典型钢丝绳卷绕系统



(a)抓斗作业钢丝绳卷绕系统



(b)吊钩作业钢丝绳卷绕系统

图 1-25　单臂架门座起重机典型钢丝绳卷绕系统

$$D = hd$$

式中：D——按钢丝绳中心计算的卷筒和滑轮的卷绕直径，mm；

h——卷筒、滑轮、平衡滑轮的卷绕直径与钢丝绳直径之比，分别为 h_1、h_2、h_3，其取值不应小于表 1-20 的规定值；

d——钢丝绳公称直径，mm。

表 1-20　系数 h

机构工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2	平衡滑轮 h_3
M1	11.2	12.5	11.2
M2	12.5	14	12.5
M3	14	16	12.5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22.4	16
M7	22.4	25	16
M8	25	28	18

钢丝绳在滑轮或卷筒上绕进或绕出时与绳槽之间的偏角是引起钢丝绳磨损、跳槽和乱绳的重要因素，因此其最大偏斜角必须受到限制。一般情况下钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时，钢丝绳中心线和与滑轮轴垂直平面间的夹角 γ_0 不应大于 5°；钢丝绳绕进或绕出卷筒时，钢丝绳中心线偏离螺旋槽中心线两侧的角度不应大于 3.5°。

4）起升机构安全保护装置

安全保护装置是为了保证起升机构正常和安全工作而设置的，主要有超负荷限制器、起升高度限位器、下降深度限位器、超速保护装置等。门座起重机的超负荷限制器是一个综合性安全装置，除了限制起升机构的最大工作载荷外，还可以与幅度检测装置结合，限制起重机最大工作力矩。超负荷限制器包括负荷检测和信号处理器两部分。超负荷限制器的工作精度取决于负荷检测的准确性和可靠性。起升高度限位器和下降深度限位器是通过安装在钢丝绳卷筒轴上的凸轮限位器或编码器以及安装在压绳器上的行程开关等来检测钢丝绳的卷绕圈数，以限制起吊货物的上下极限位置。超速保护装置是为了防止货物在起吊过程中出现超速下降的一种安全保护措施，可以通过安装在减速器高速轴、电动机轴或卷筒轴上的重锤式离心开关或编码器检测起升机构的运行速度来实现对机构的超速控制。

2. 变幅机构

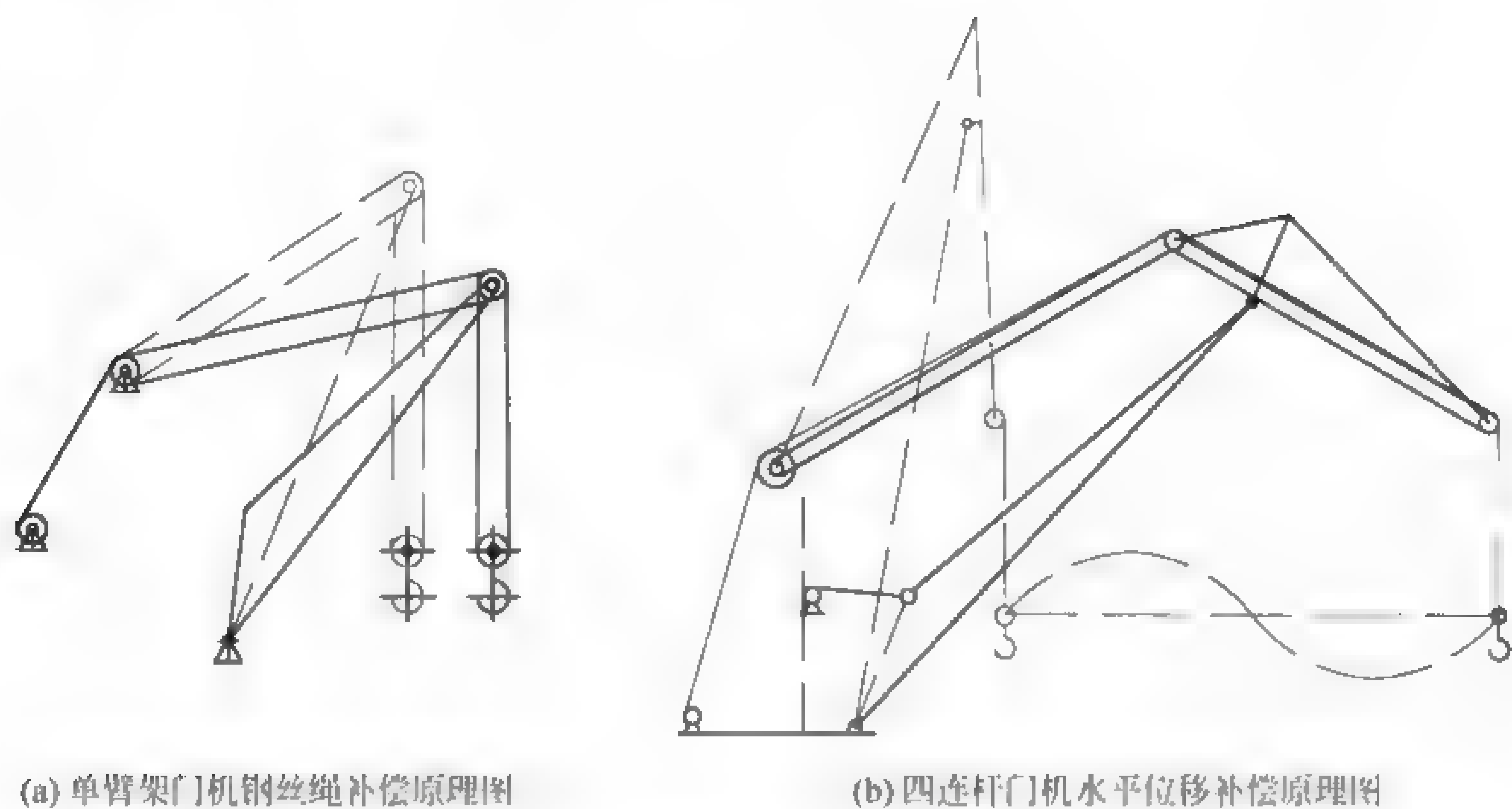
1）变幅机构的组成

门座起重机的变幅机构是用于改变作业幅度的工作机构，主要包括变幅水平位移补偿系统、臂架自重平衡系统和变幅机构驱动系统。

2）变幅水平位移补偿系统

门座起重机在变幅工作过程中，为了尽量减少所吊货物由于垂直位移造成的能量损耗以及提高操作准确性和安全性，要求所吊货物近似水平移动。对于单臂架门座起重机，货物水平位移通过绳索补偿来实现；对于四连杆组合臂架门座起重机，货物水平位移通过特殊的四杆机构来实现。

图 1-26(a)所示为绳索补偿法的工作原理图。当臂架摆动改变幅度时，具有补偿功能的起升绳卷绕系统将放出或收进一定长度的钢丝绳来补偿货物吊点位置的升降，以达到货物在变幅过程中近似水平位移的目的。



(a) 单臂架门机钢丝绳补偿原理图　　(b) 四连杆门机水平位移补偿原理图

图 1-26　门座起重机水平位移补偿原理图

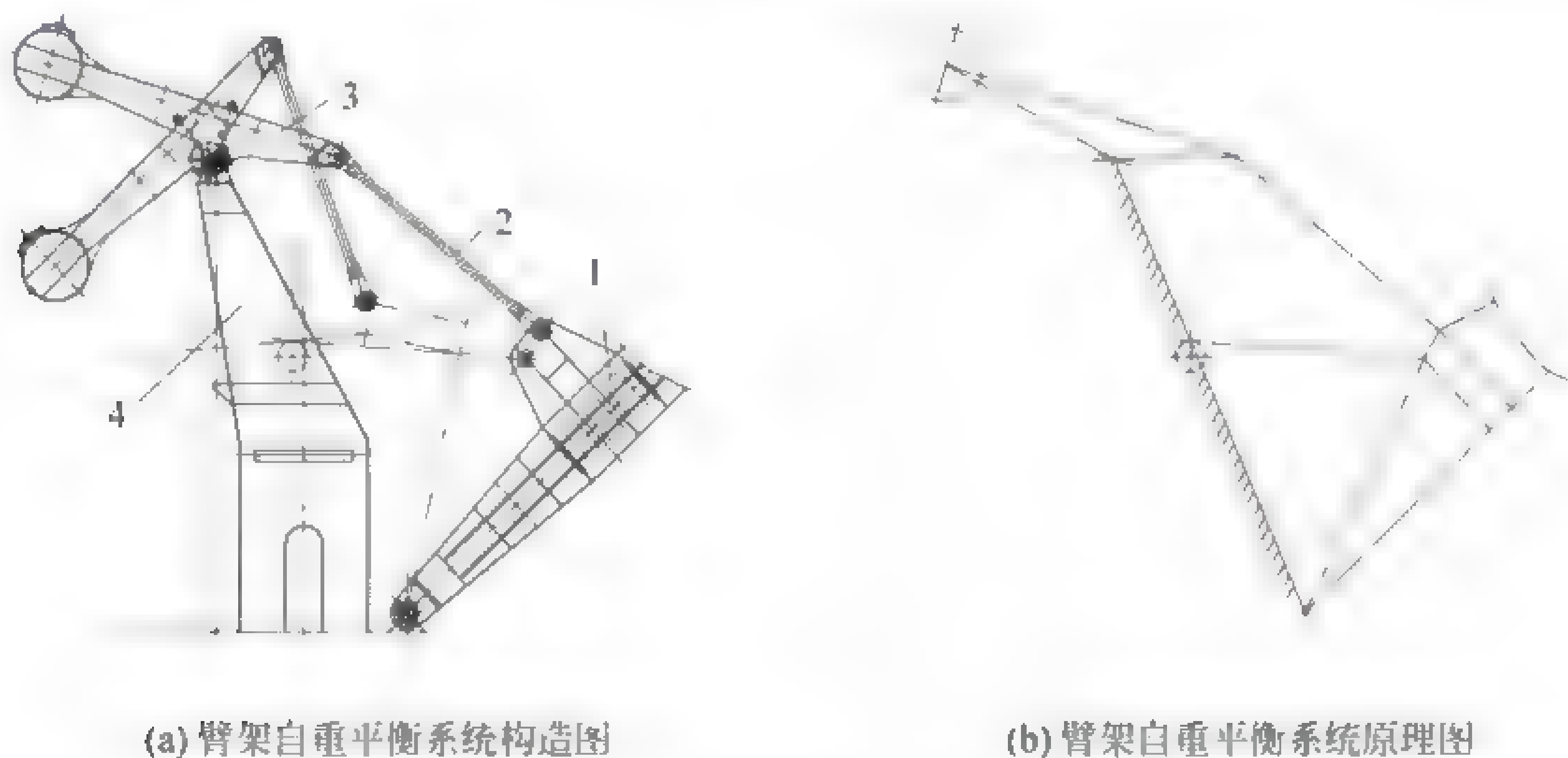
图 1-26(b)所示为四连杆门座起重机水平位移补偿原理图。四连杆组合臂架系统由臂架、象鼻梁、大拉杆和立柱构成的四杆机构组成。构成象鼻梁的头部由铰点延伸到前部端点。通过对臂架系统的铰点及位置尺寸进行合理设计选择，可实现在有效幅度范围内变幅时，象鼻梁端点将沿着近似的水平线轨迹移动。此时通过象鼻梁端点滑轮绕出的钢丝绳所起吊的货物也将有象鼻梁端点一样的水平轨迹，从而满足了货物水平变幅的要求。

3) 臂架自重平衡系统

门座起重机在变幅过程中，为了尽量减少臂架系统自重对臂架下铰点产生的阻力矩而造成能量损耗，通常采用臂架自重平衡系统，使得臂架及平衡系统各部分自重对臂架下铰点的力矩近似大小相等、方向相反、基本平衡。门座起重机的臂架自重平衡系统一般采用杠杆活配重方式，该系统由臂架、小拉杆、平衡梁和人字架构成的四杆机构组成，如图 1-27 所示。构成平衡梁三角形的边由与人字架连接的平衡梁铰点、与小拉杆连接的铰点、活配重中心三点的连线组成。通过对平衡系统的铰点位置尺寸及活配重重量进行合理设计选择，当臂架及平衡系统的力矩性能满足平衡要求时可实现在有效幅度范围内变幅时，臂架系统及平衡系统各部分自重的合成重心将近似沿水平轨迹移动。

4) 变幅机构驱动系统

变幅机构常用的驱动形式有绳索牵引驱动、齿条驱动、螺杆驱动和液压油缸驱动等。绳索牵引驱动为柔性变幅驱动，一般用于中小



(a) 臂架自重平衡系统构造图　　(b) 臂架自重平衡系统原理图

图 1-27　门座起重机平衡系统原理图

1—臂架；2—小拉杆；3—平衡梁；4—人字架

起重量的单臂架门座起重机。齿条、螺杆和液压油缸驱动均为刚性变幅驱动，主要用于中、大型门座起重机。现代港口装卸用门座起重机大多采用齿条或螺杆变幅驱动系统，其主要由电动机、联轴器、制动器、减速器、齿轮齿条或液压缸等组成，图 1-28 所示为齿轮齿条变幅驱动系统。

变幅机构为较大惯量工作机构，要求驱动系统具有良好的启动和制动调速特性，为此变幅电动机一般选用交流变频电动机。变幅电动机功率按均方根值计算确定，根据最大工作载荷验算其过载能力。变幅机构传动系统中，电动机与减速器之间通过具有调心功能的浮动轴联轴器连接。制动器安装在减速器的高速轴上，根据工作要求，可设置双制动器或单制动器。变幅驱动齿轮连接在减速器的低速轴上，通过与支承在摇架中的齿条相啮合，驱动臂架系统作变幅运动。变幅机构应设置齿条运行减速限位、行程极限限位、运行终端保护和变幅幅度检测、变幅幅度指示等安全保护装置。

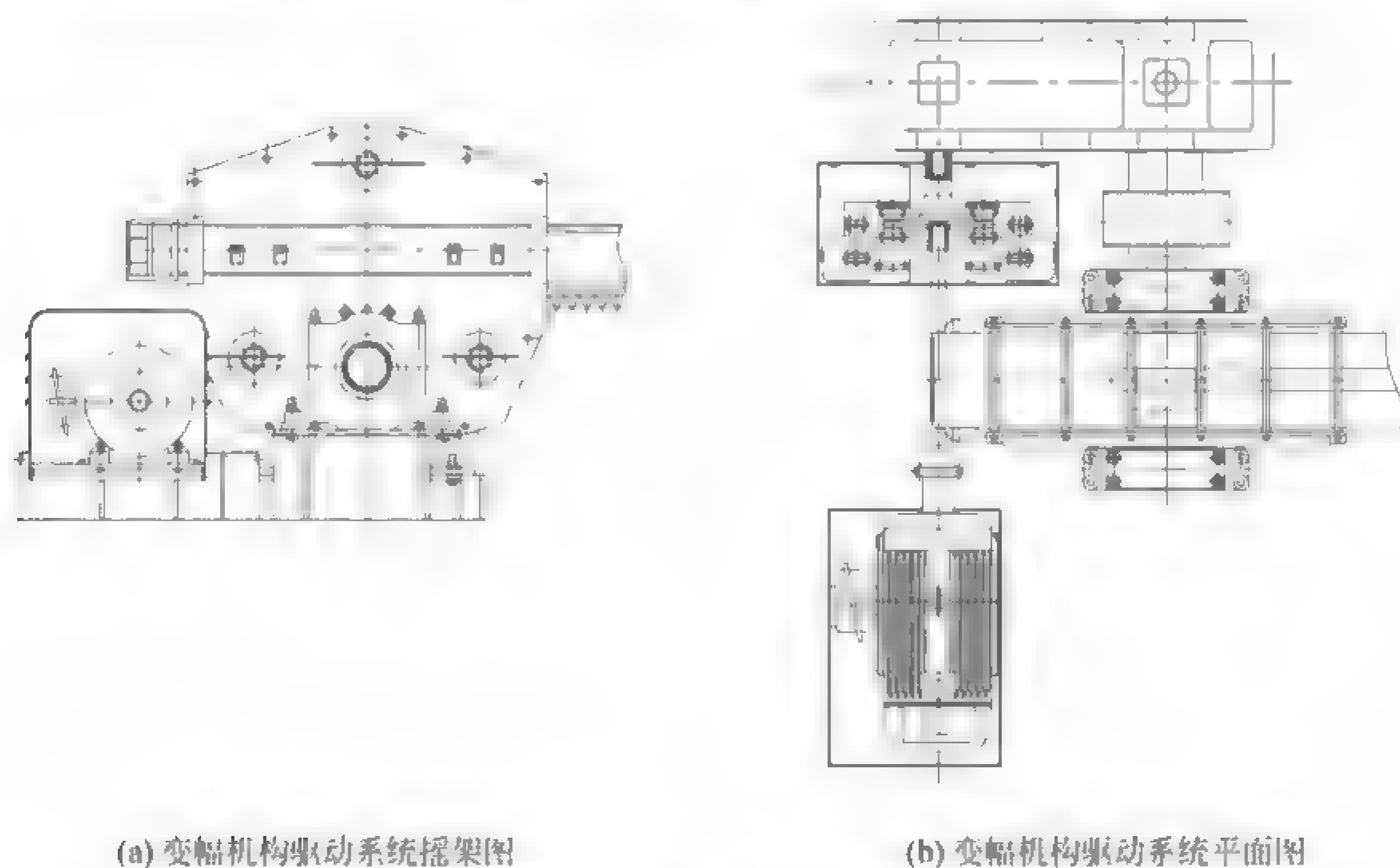
3. 回转机构

1）回转机构的组成

门座起重机的回转机构是用来改变圆周方向作业面的工作机构，以达到在水平面内运移货物的目的。回转机构由回转支承装置和回转驱动装置两部分组成。

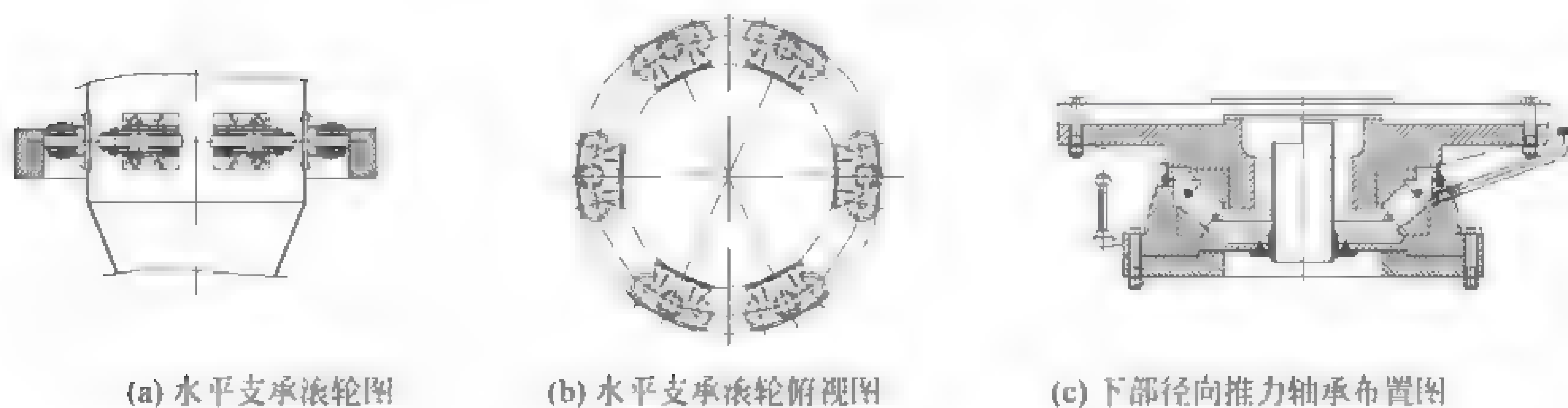
2）回转支承装置

回转支承装置是回转部分最重要的承载构件，其承受和传递了回转部分所有的载荷。回转支承装置有转柱式和转盘式，采用何种支承装置可以根据回转部分载荷的大小和门座起重机的构造要求合理选取。转柱式回转支承由一个转柱和一组上部水平支承滚轮与下部径向推力轴承组成，如图 1-29 所示。通过各支承的组合作用，承受起重机回转部分传来的垂直力、水平力和倾覆力矩。



(a) 变幅机构驱动系统摇架图　　(b) 变幅机构驱动系统平面图

图 1-28　变幅机构驱动系统图



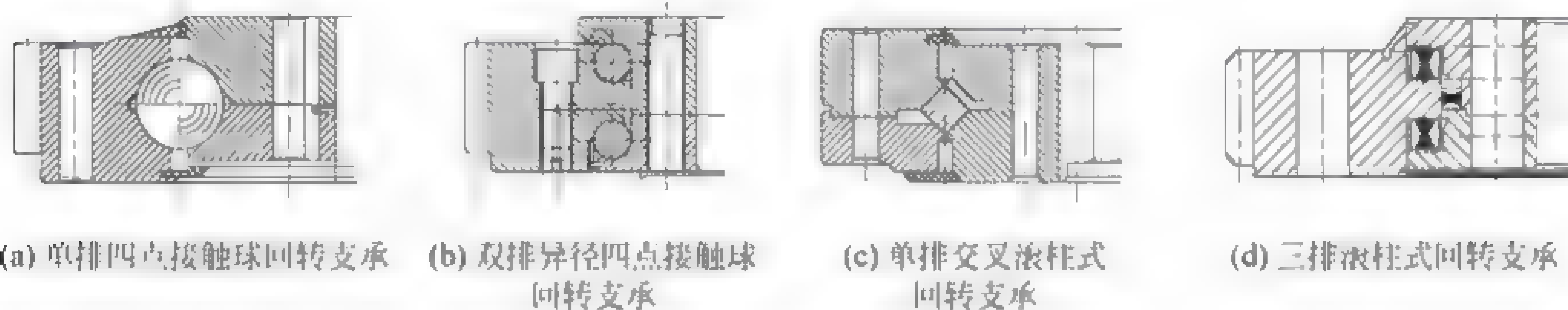
(a) 水平支承滚轮图　　(b) 水平支承滚轮俯视图　　(c) 下部径向推力轴承布置图

图 1 29　转柱式回转支承

转盘轴承式回转支承具有结构紧凑、安装维护简单、密封及润滑条件良好、回转阻力小、工作平稳等优点，在现代港口起重机中被大量使用。目前广泛用作回转支承的滚动轴承构造形式主要有四种。图 1-30(a)所示为单排四点接触球回转支承，它由内外两个滚圈和一排钢球组成。钢球与滚道四点接触，通过钢球与滚道的接触传递轴向力、径向力和倾覆力矩。该类回转支承的承载能力较小。图 1-30(b)所示为双排异径四点接触球回转支承，它由内外三个滚圈和两排钢球组成。上滚道的钢球直径较大，可承受较大的轴向力，由上下钢球组合承受径向力和倾覆力矩。该类回转支承的承载能力较大。图 1-30(c)所示为单排交叉滚柱式回转支承，它由内外滚圈和交叉放置的滚柱组成。轴向力、径向力和倾覆力矩都是通过滚柱与滚圈之间的线接触传递的。该类回转支承的承载能力较小。图 1-30(d)所示为三排滚柱式回转支承，它由内外三个滚圈和上、中、下三排滚柱组成。上、中、下三排滚柱根据受力大小做成不同的直径，可以独立或组合承受轴向力、径向力和倾覆力矩。该类回转支承的承载能力大，抗冲击能力强。

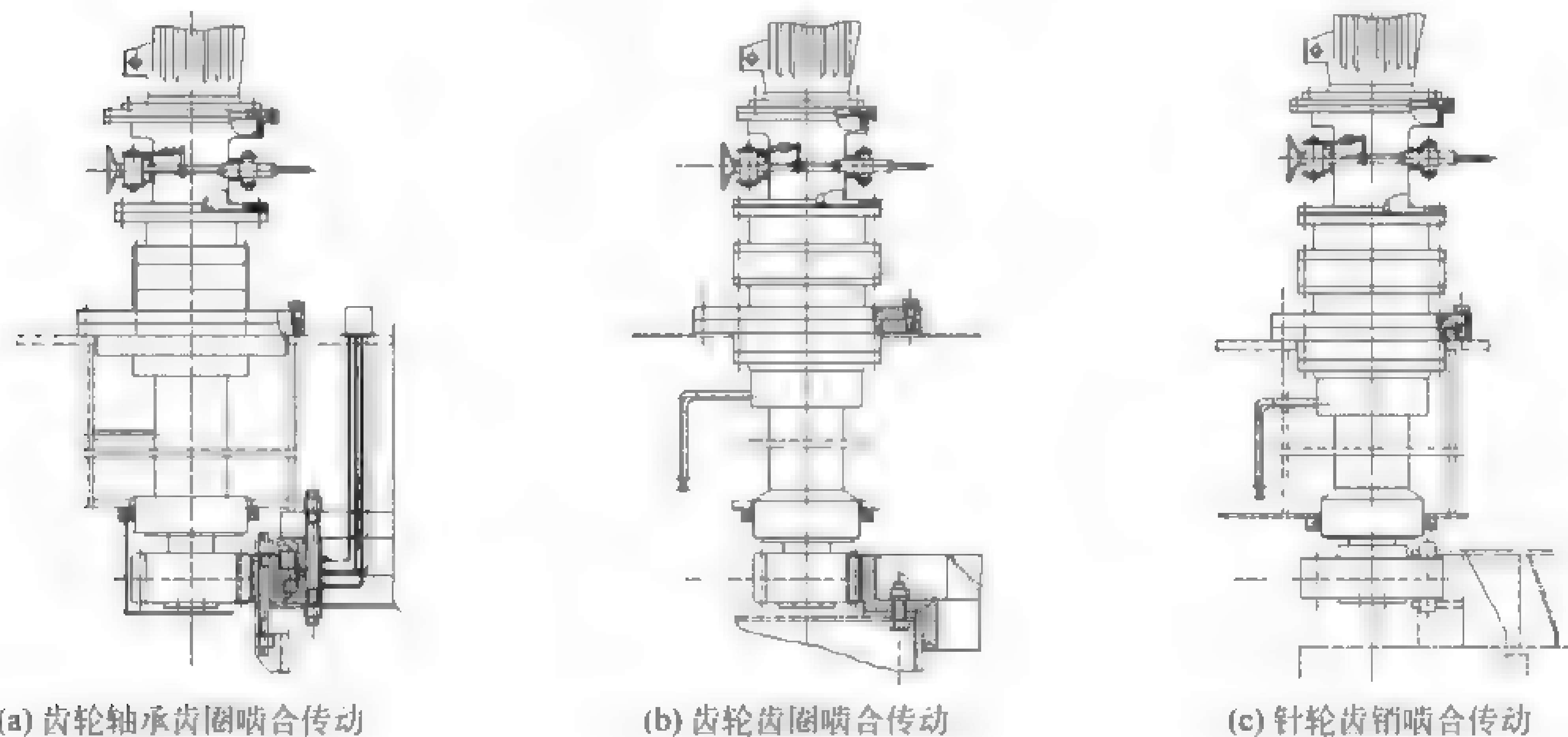
3）回转驱动装置

门座起重机的回转驱动装置一般采用立式传动。图 1-31 所示的传动系统中包括电动机、极限力矩联轴器、制动器、减速器和驱动小齿轮等。回转机构驱动电动机一般选用绕线电动机或交流变频电动机，其功率按等效功率值计算确定，并根据最大工作载荷验算其过载能力。回转机构为大惯量工作机构，故在电动机与减速器之间设置极限力矩联轴器，以防止传动系统零部件过载。回转机构制动器可以为常开式，也可以为常闭式，相应的制动操作可以为脚踏液压缸式，也可以为电动液压推杆式。对于大型门座起重机多采用常开式制动、脚踏变频电动液压推杆操作，以改善制动器的操纵性能、减轻司机的工作疲劳。回转减速箱一般采用立式行星齿轮传动，以满足较大传动比和减少平面布置空间的要求。减速箱低速轴与行星



(a) 单排四点接触球回转支承　(b) 双排异径四点接触球回转支承　(c) 单排交叉滚柱式回转支承　(d) 三排滚柱式回转支承

图 1-30　回转支承的构造形式



(a) 齿轮轴承齿圈啮合传动　(b) 齿轮齿圈啮合传动　(c) 针轮齿销啮合传动

图 1-31　回转驱动装置传动系统

小齿轮连接，工作过程中，低速轴和小齿轮受较大扭矩和径向载荷的作用，是回转传动系统中最易损坏和发生故障的部位，应确保其具有足够的强度和抗冲击能力。回转机构传动系统中还设有回转角度检测和防风锚定等安全保护装置。

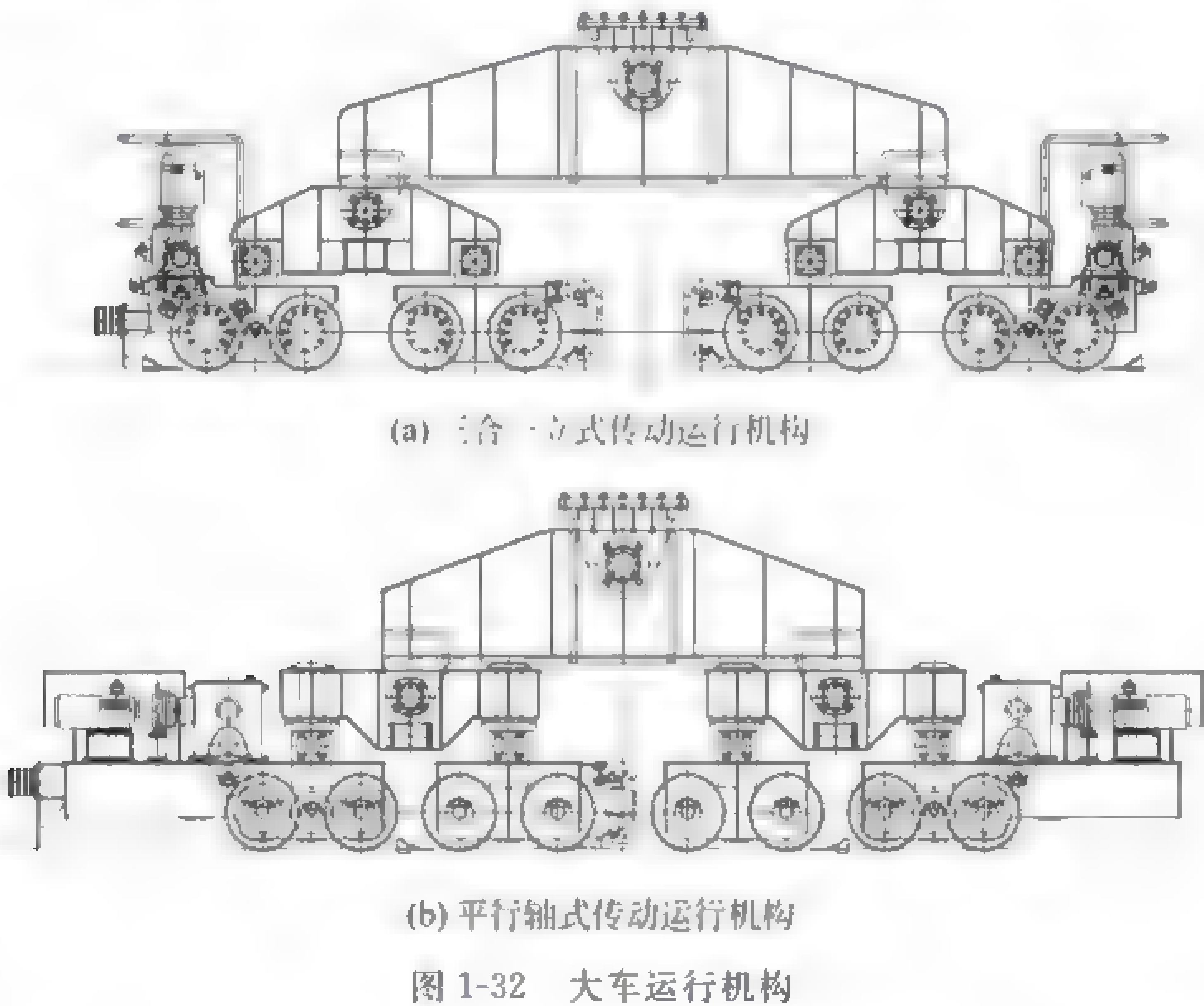
4. 大车运行机构

1）大车运行机构的组成

门座起重机的大车运行机构是用来驱动起重机沿轨道方向移动的，以达到改变起重机作业位置的目的。门座起重机的大车运行机构一般为非工作性机构，如有特殊要求也可以考虑起吊部分载荷带载运行。图 1-32 所示的大车运行机构由运行支承装置和运行驱动装置两部分组成。

2）运行支承装置

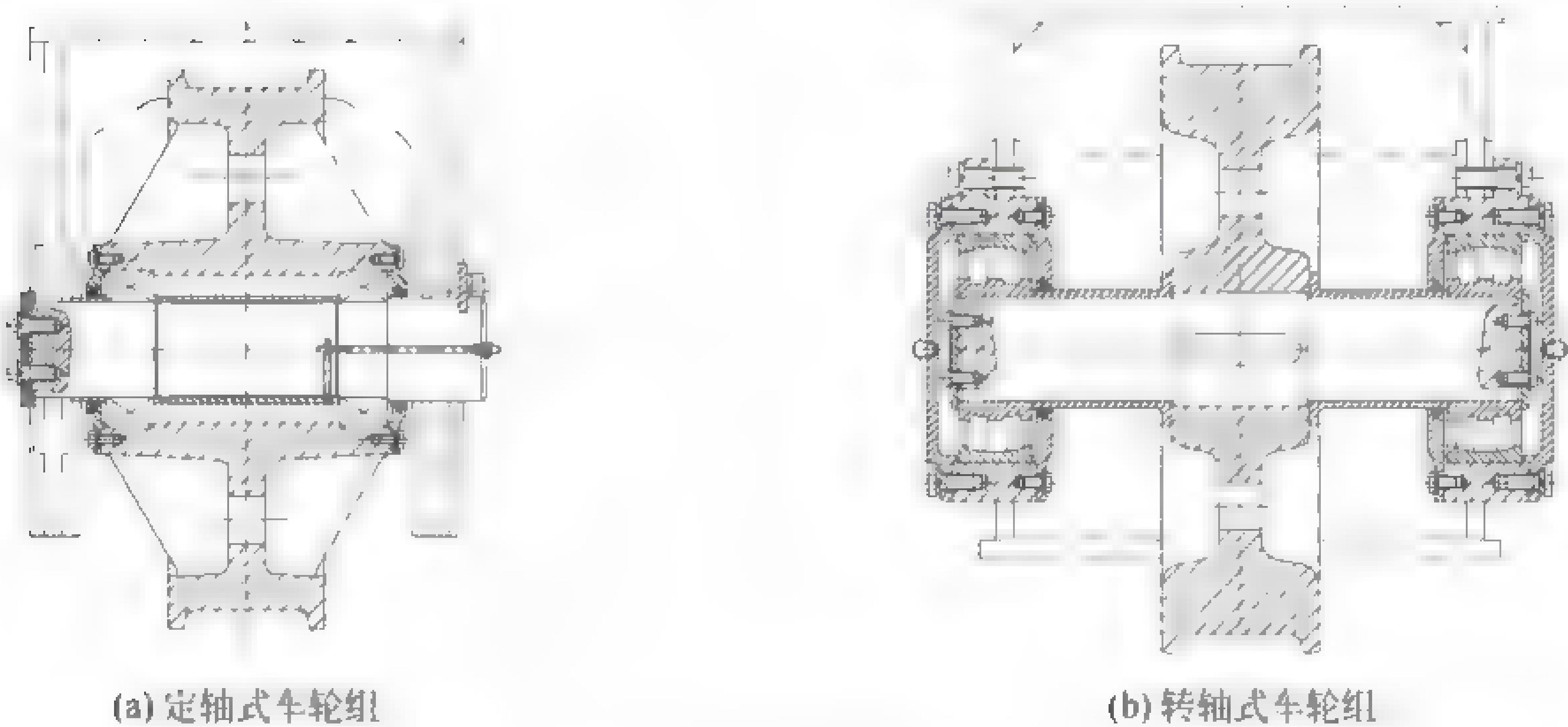
运行支承装置用来支承起重机的全部自重，其通过铰接式平衡梁与台车架连接，将门腿腿压载荷传给所有钢制车轮，并保证每个支承车轮载荷相等。根据该原则可以按每个支腿的腿压配置相应的车轮数，以满足运行轨道的最大许用轮压的要求。门座起重机的运行支承装置根据运行轨道的状况和维修要求可在平衡梁上增设垂直铰轴，并在相应的部位设置维修顶升点。运行支承车轮一般采用双轮缘结构，其轮缘踏面尺寸与相应的轨道踏面相匹配。车轮组可采用定轴式或转轴式支承，如图 1-33 所示。



(a) 三合一立式传动运行机构

(b) 平行轴式传动运行机构

图 1-32 大车运行机构



(a) 定轴式车轮组

(b) 转轴式车轮组

图 1-33 运行支承装置

根据车轮运行的受力情况，定轴式车轮组的支承轴承具有更合理的承载结构和较长的使用寿命。

3）运行驱动装置

运行机构的驱动装置由电动机、制动器、减速器及传动部件等组成。门座起重机运行驱动装置的传动方式多样，图1-34所示为典型的卧式电动机驱动系统、三合一减速电动机开式齿轮驱动系统，以及三合一减速电动机闭式驱动系统。

卧式电动机驱动系统为传统的门座起重机运行驱动方式，由卧式电动机、制动器、联轴器、减速器和开式齿轮等组成。该系统为刚性传动，对门座起重机在工作过程中产生的动载适应性差，减速箱和齿轮传动系统及门座起重机钢结构故障相对较多。现采用惯性制动器替换原有的制动器和联轴器，有效改善了传动系统的载荷状况，提高了门座起重机的动态防风能力。三合一减速电动机开式齿轮驱动系统是近些年广泛使用在门座起重机上的一种运行驱动方式，具有结构紧凑、安装方便、维护简单等优点。由于三合一减速器和电动机带制动器采用浮动安装方式，使得整个传动成为柔性系统，从而对门座起重机在工作过程中产生的动载具有良好的适应性。三合一减速电动机闭式驱动系统利用了三合一传动结构紧凑的优点，将闭式减速器的输出轴直接与车轮轴相连接，取消了开式齿轮传动，从而提高了传动系统的可靠性和环保效果，减少了维护保养工作量。

1.2.4 金属结构

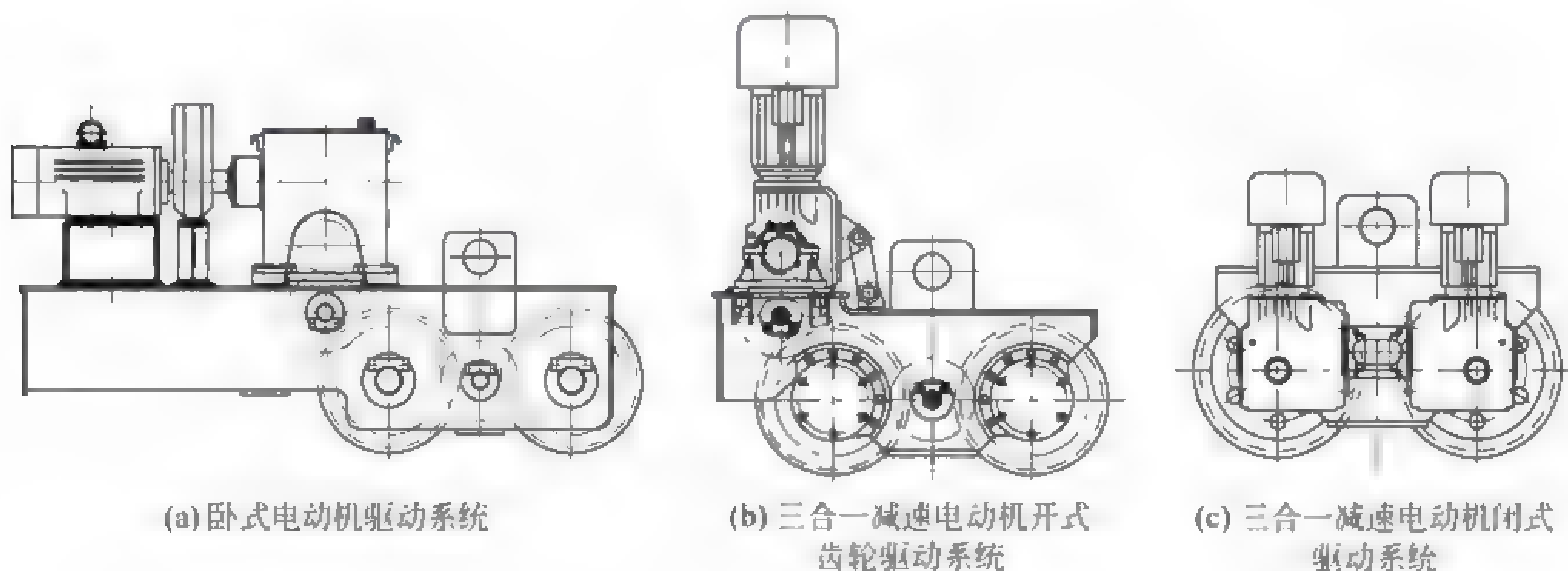
通用门座起重机的金属结构是最重要的承载和传力构件，主要由臂架系统、人字架及平衡系统、转台、门架等组成。不同类型门座起重机的金属结构组成略有不同，如图1-35～图1-37所示。合理选择各种金属结构的形式，对满足起重机的作业要求、降低自重、提高性能等都十分重要。

1. 臂架系统

门座起重机的臂架系统是用来承受和传递各种工作载荷，实现所吊货物在变幅工作过程中水平位移的结构系统。根据实现水平位移方式的不同，通常有刚性四连杆组合臂架系统和钢丝绳水平位移补偿单臂架系统两种结构形式。

1）组合臂架系统

组合臂架系统通常用刚性四连杆系统，如图1-38所示。它是目前港口门座起重机普遍采用的一种形式，由象鼻梁、大拉杆和主臂架三部分组成。通过象鼻梁与主臂架、大拉杆与人字架之间的铰轴连接以及主臂架与转台、大拉杆与人字架之间的铰轴连接形成四连杆平面机构和以主臂架下铰点、大拉杆与人字架的连接铰点为支点的双摇杆机构。起升钢丝绳绕过布置在象鼻梁两端的滑轮组起吊货物。当进行变幅工作时，所起吊货物按象鼻梁头部的运动轨迹作近似水平移动。



(a) 卧式电动机驱动系统　(b) 三合一减速电动机开式齿轮驱动系统　(c) 三合一减速电动机闭式驱动系统

图1-34　运行驱动机构

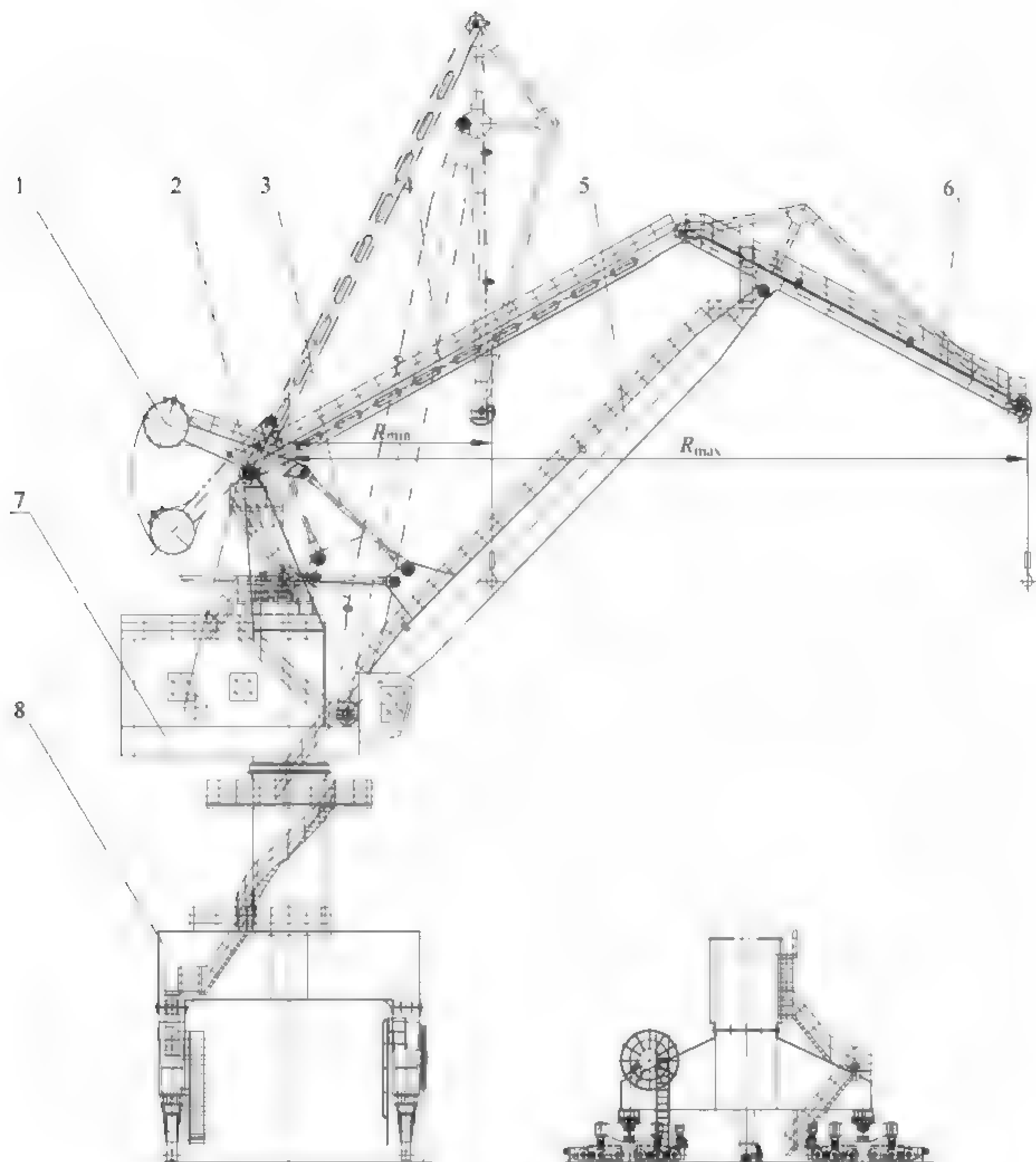


图 1-35 四连杆门座起重机金属结构组成

1—平衡梁；2—人字架；3 小拉杆；4—大拉杆；5—臂架；6—象鼻梁；7—转台；8—圆筒门架

象鼻梁是直接承受起吊载荷的构件，为简支悬臂结构。港口门座起重机的象鼻梁通常采用如图 1-39 所示的桁构式结构，它由一根箱形主梁和一片或二片三角形桁架结构焊接而成。象鼻梁与主臂架相连的铰轴结构布置在象鼻梁主梁的下方，与大拉杆相连的铰轴布置在象鼻梁后方。

主臂架是四连杆系统中受力最复杂的构件，头部与象鼻梁铰接，根部与转台铰接，其在纵向平面和横向平面均承受较大的载荷作用。港口门座起重机的主臂架通常采用变截面箱形构件，在横向平面内，主臂架头部和根部均分叉成支腿，以满足水平刚度条件及构造布置要求。根据主臂架箱形结构的局部稳定性条件和构造要求，箱形体内设置有横隔板和纵筋等。图 1-40 所示为箱形实体式主臂架结构的构造形式。

门座起重机的大拉杆一般为实腹式箱形结构。按照连接布置的需要，其根部可以是单叉耳板，也可分叉成双耳板结构。为了减少风振的影响，通常在大拉杆的箱形侧向腹板上沿轴线方向间隔地开一些长圆形的导流孔，如图 1 41 所示。

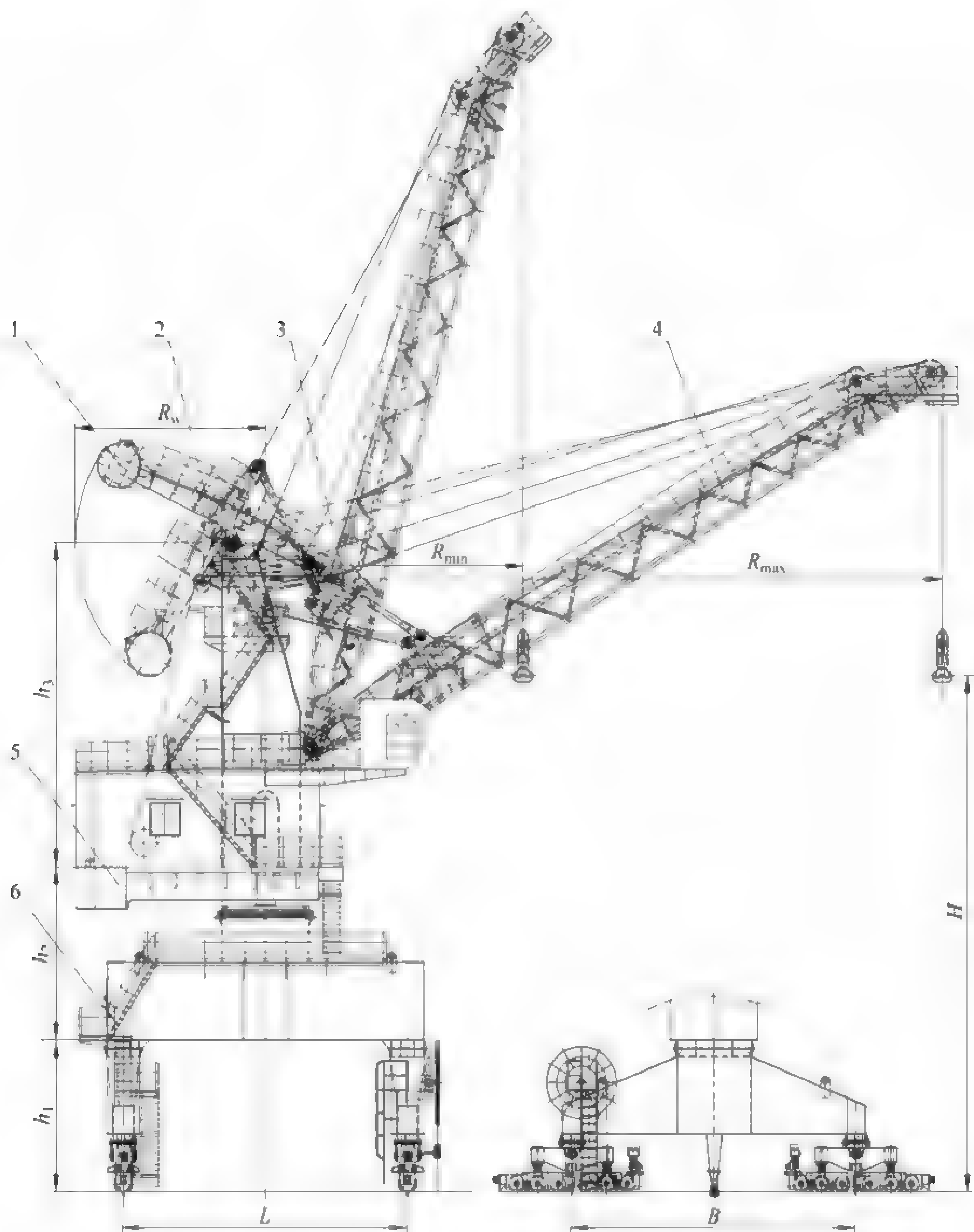


图 1-36　刚性变幅单臂架门座起重机金属结构组成

1—平衡梁；2—人字架；3—小拉杆；4—臂架；5—转台；6—圆筒门架

2）单臂架系统

单臂架系统根据变幅驱动方式的不同其构造有所不同，图 1-42 所示为刚性变幅驱动单臂架系统，它由臂架、滑轮组和钢丝绳缠绕系统等组成。臂架承受由吊载钢丝绳传来的各种载荷，是主要的受力构件。臂架下铰点支承在转台或立柱下部的铰座上，平衡系统的拉杆和齿条与臂架中部相铰接，起升钢丝绳通过滑轮组系统的缠绕实现水平位移补偿和起吊货物。图 1-43 所示为柔性变幅驱动单臂架系统，与刚性变幅驱动单臂架系统相比，它的变幅驱动采用了钢丝绳牵引，无臂架自重平衡，起升钢丝绳的缠绕方式和实现水平位移补偿原理与刚性变幅驱动单臂架系统相同。

采用刚性变幅驱动的单臂架为悬臂结构，如图 1 44 所示。该结构受力较复杂，一般采用钢管、型钢焊接成变截面桁架结构或由钢板焊接成箱形变截面结构，变幅拉点处截面最高，截

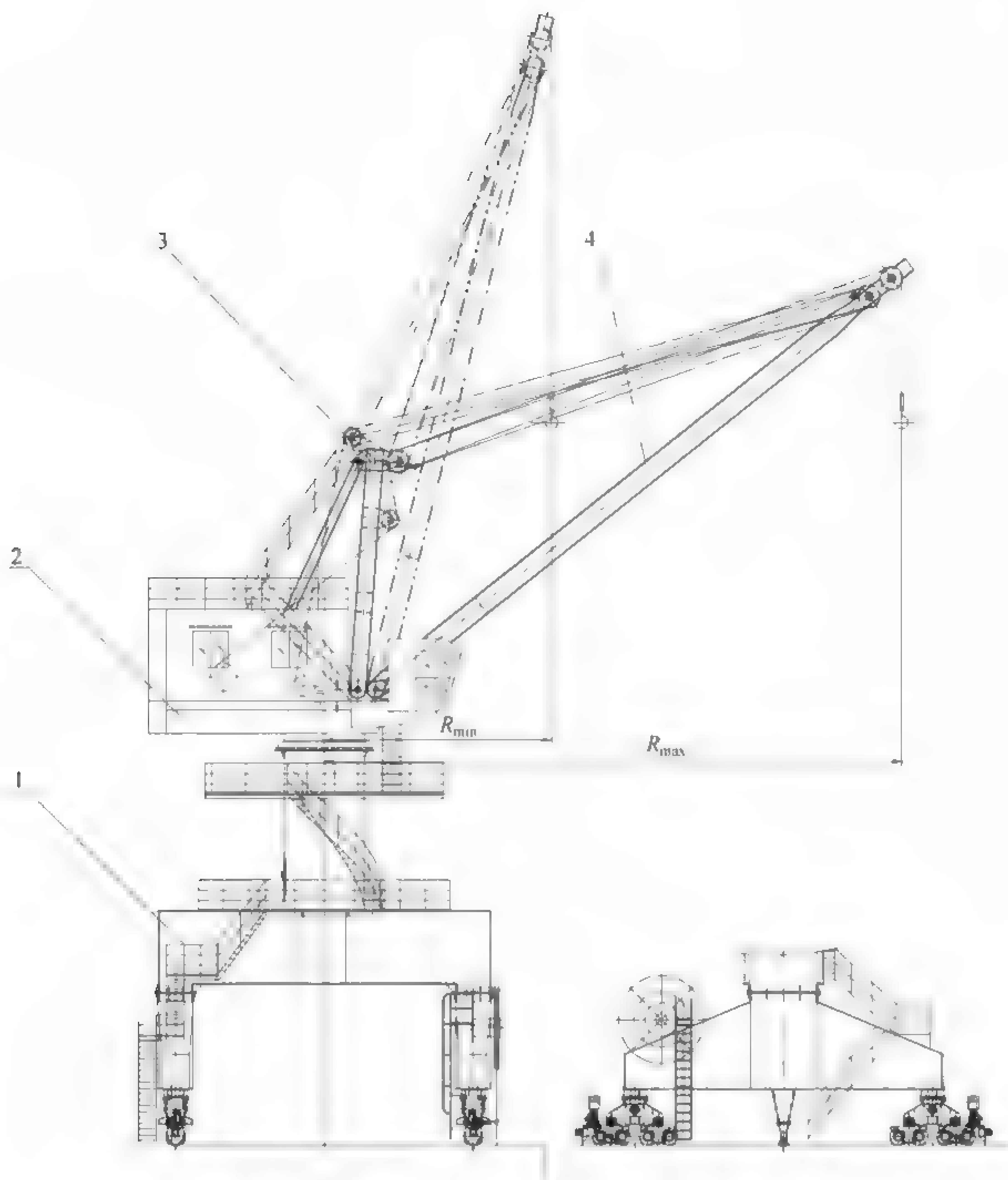


图 1-37　柔性变幅单臂架门座起重机金属结构组成

1—臂架；2—人字架；3—转台；4—圆筒门架

面宽度从头部向根部逐渐增大。采用柔性拉索变幅驱动的单臂架为简支结构，如图 1-45 所示。可用钢板焊接成箱形结构或用型钢、钢管焊接成桁架结构。臂架中部是等高度的，靠近两端才逐渐缩小，并用钢板加固。臂架的宽度从头部向根部逐渐扩大。有时为了改善臂架的受力状况，将通过下铰中心的臂架轴线设计成稍微偏离截面中心线。

2. 人字架及平衡系统

人字架及平衡系统是门座起重机中用来承受臂架系统传来的载荷、平衡臂架系统自重力矩的结构系统，其由人字架和平衡系统两部分组成，如图 1-46 所示。

1）人字架

人字架是门座起重机受力最为复杂的结构件之一。对于刚性变幅的门座起重机，人字架顶部的横梁上设有大拉杆、平衡梁及导向滑轮的三种支座，在人字架中部高度处的横梁上连接有变幅机构平台，人字架需要支承和传递由以上各部分施加的载荷。对于柔性变幅的门座起重机，人字架顶部的横梁上设有导向滑轮、补偿滑轮支座等，人字架需要支承和传递由各滑轮组施加的载荷。人字架按其侧面形状可分为桁构式、板梁式和立柱式等结构形式。

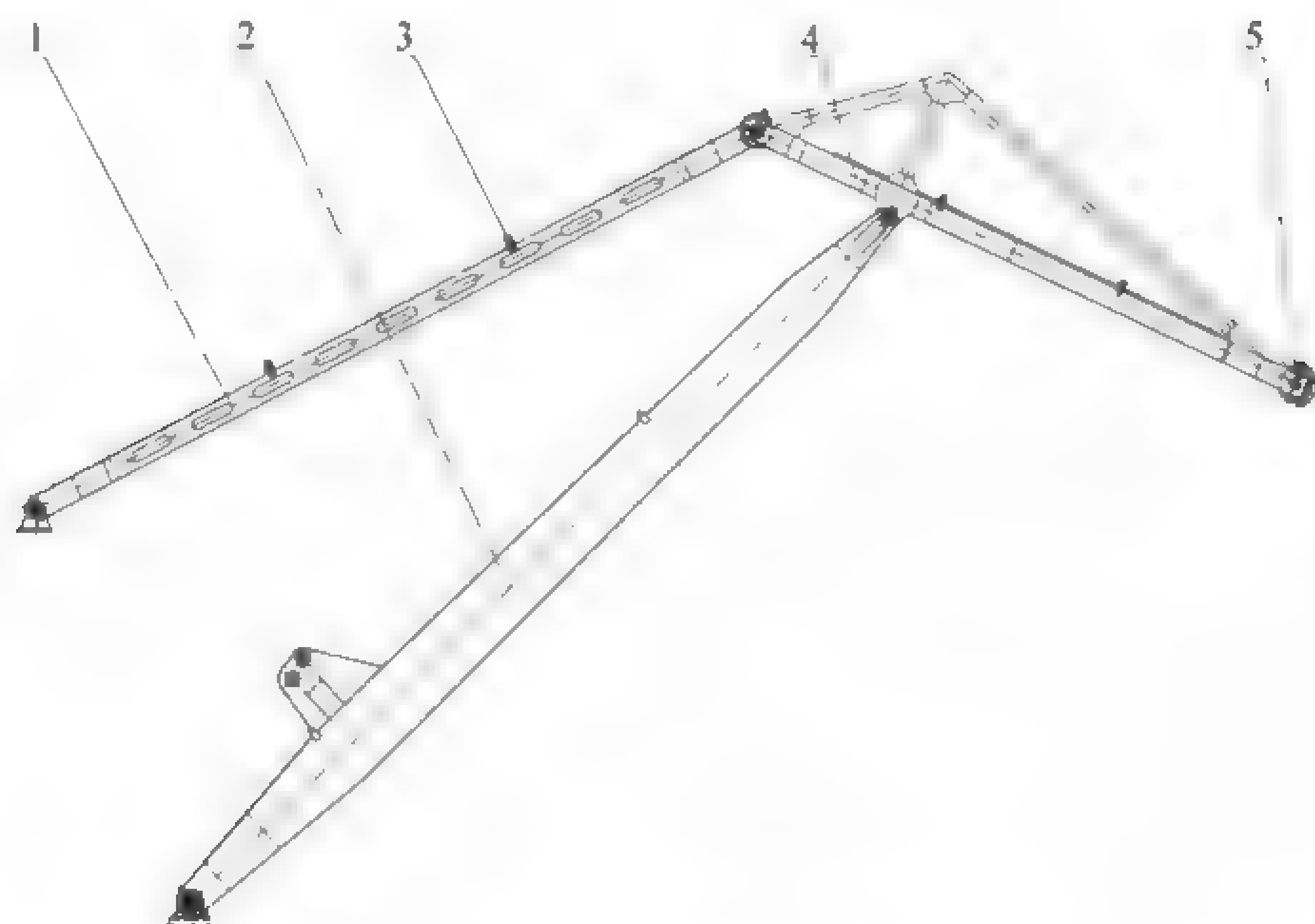


图 1-38 刚性四连杆组合臂架系统

1—大拉杆；2—主臂架；3—托辊；4—象鼻梁；5—滑轮组

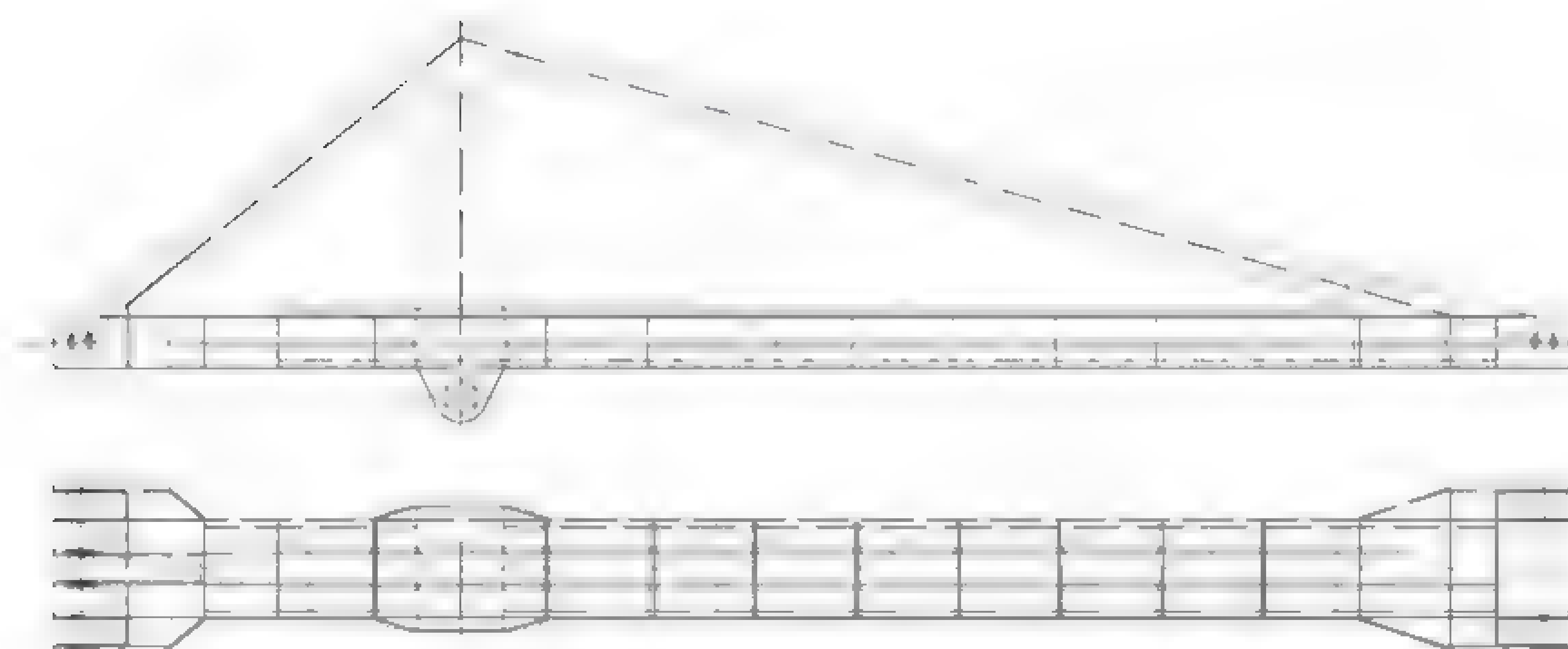


图 1-39 桁构式象鼻梁



图 1-40 箱形实体式主臂架

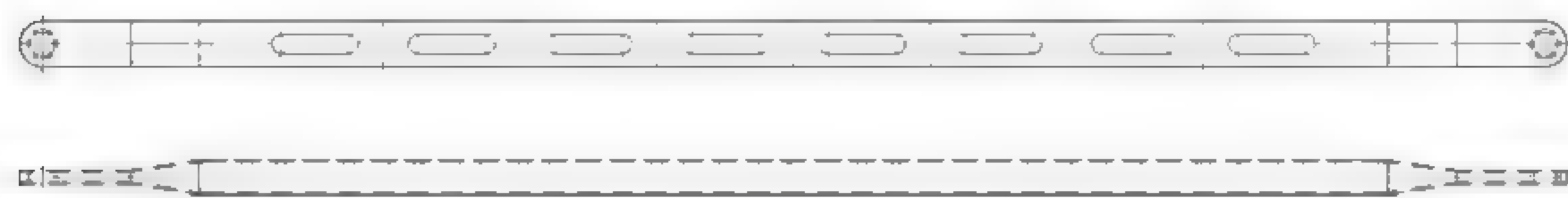


图 1-41 带导流孔的实腹式箱形大拉杆

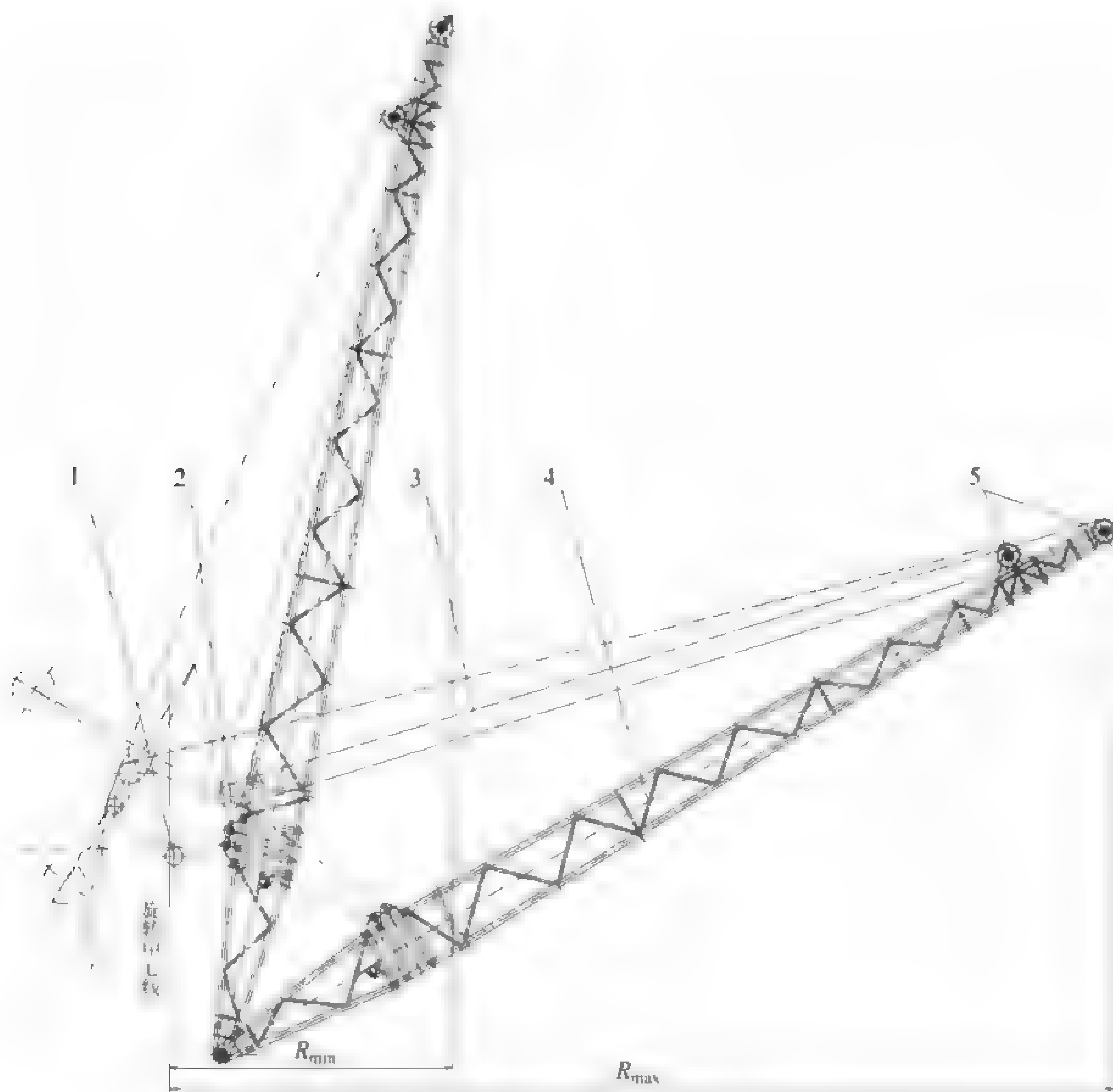


图 1-42 刚性变幅驱动单臂架系统

1—变幅驱动点；2—补偿滑轮组；3—补偿钢丝绳；4—臂架；5—滑轮组

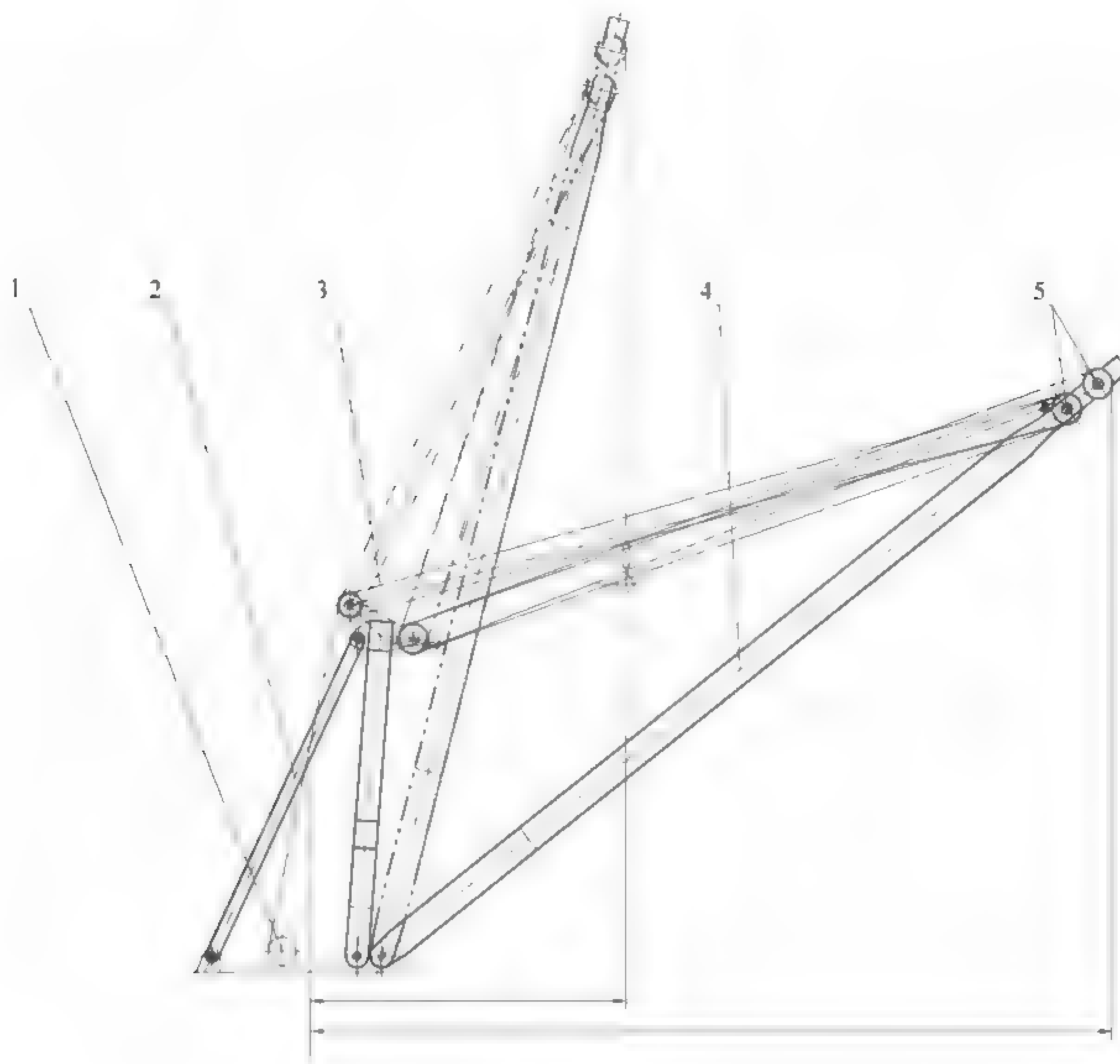


图 1-43　柔性变幅驱动单臂架系统

1—变幅卷筒；2—人字架；3—变幅钢丝绳；4—臂架；5—滑轮组

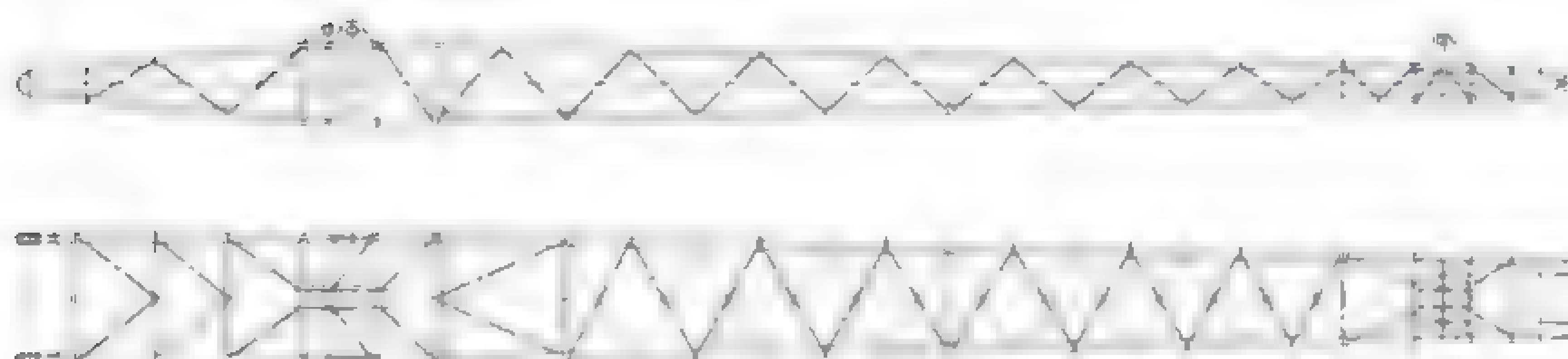


图 1-44　刚性变幅单臂架结构

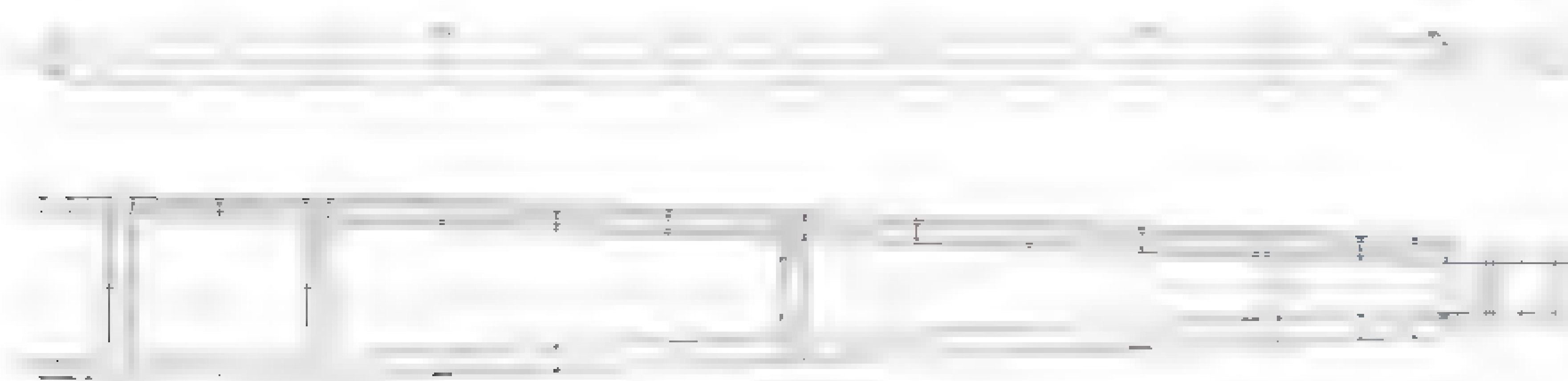


图 1-45　柔性变幅单臂架结构

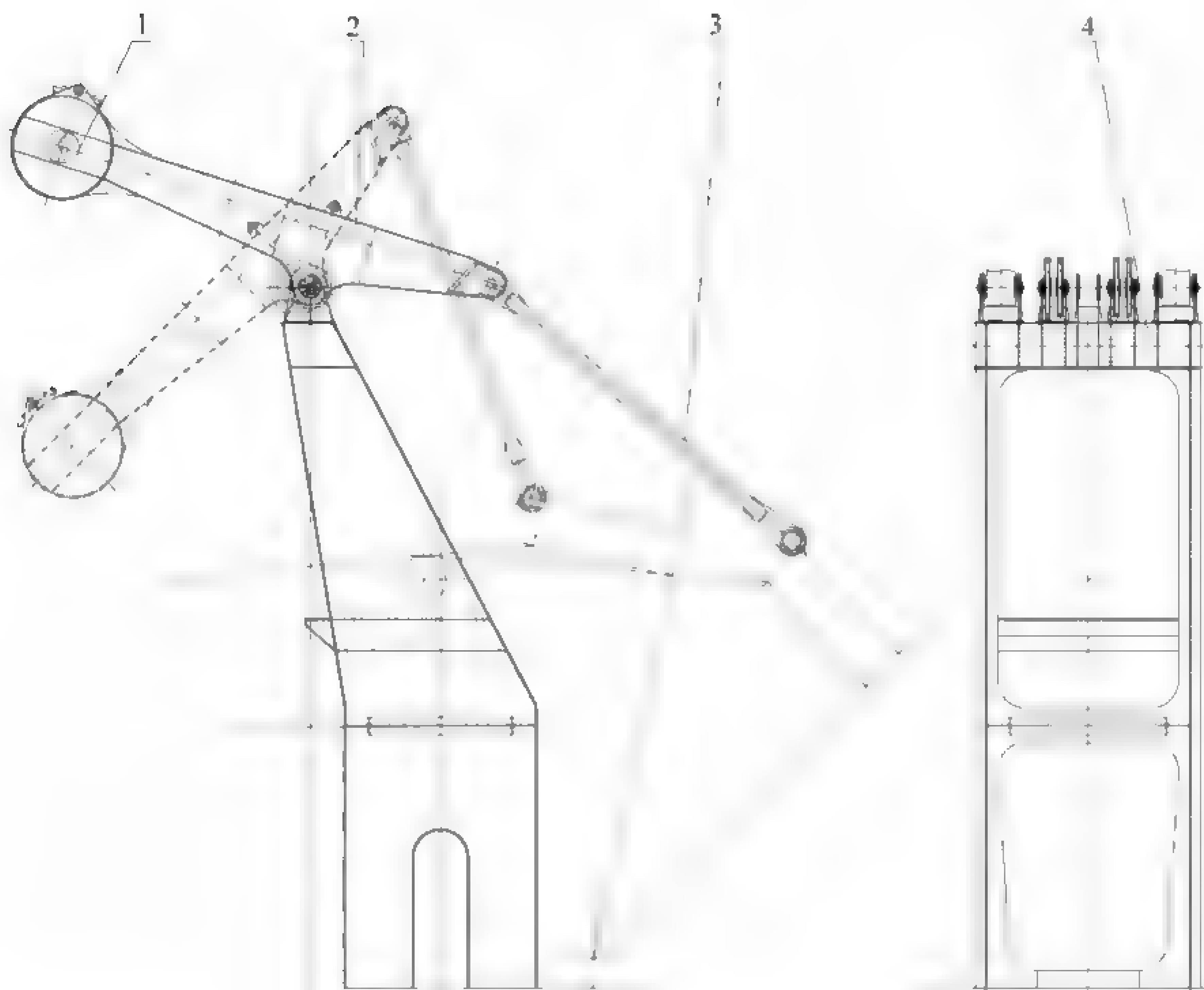


图 1-46　人字架及平衡系统

1—活配重；2—平衡梁；3—小拉杆；4—人字架

桁构式人字架结构(见图 1-47)是一种最典型的结构。工作时，前撑杆受力较大，常采用截面较大的工字钢或焊接箱形结构，后拉杆采用管形结构或其他截面较小的构件，这种形式的人字架应用较为广泛。

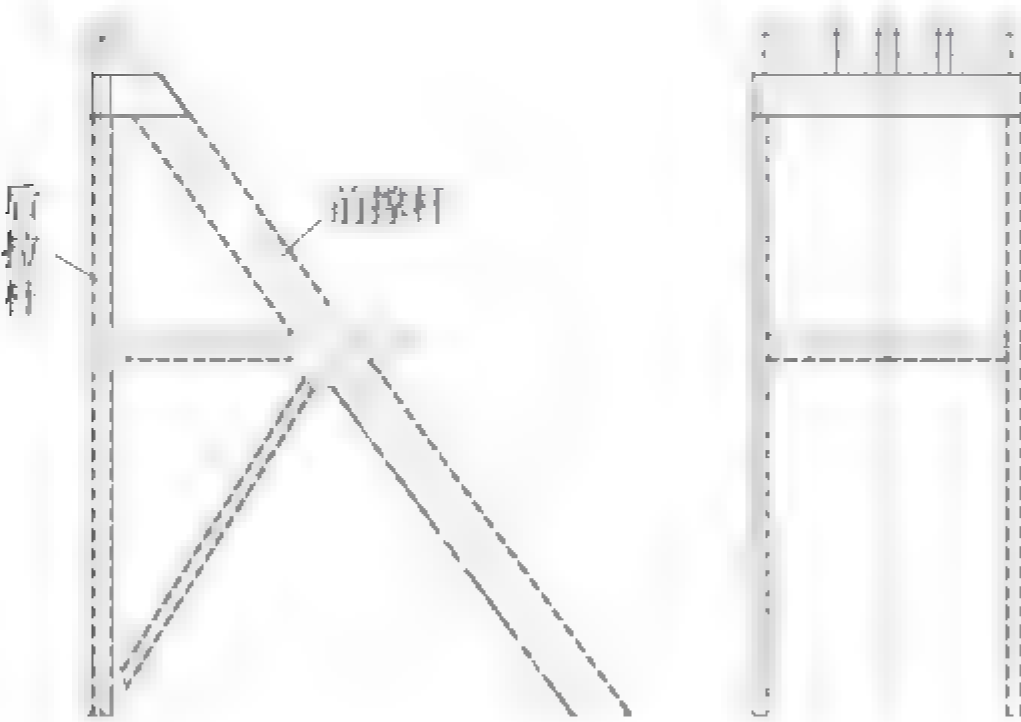


图 1-47　桁构式人字架

板梁式人字架(见图 1-48)是一种广泛应用于港口门座起重机的新型结构。这种人字架结构完全由板材围成一个大的、空心的四棱柱。前后两片结构大面积镂空，左右两侧则基本为实腹式板结构，该结构构造简洁，施工方便，容易采用自动焊接工艺制作。

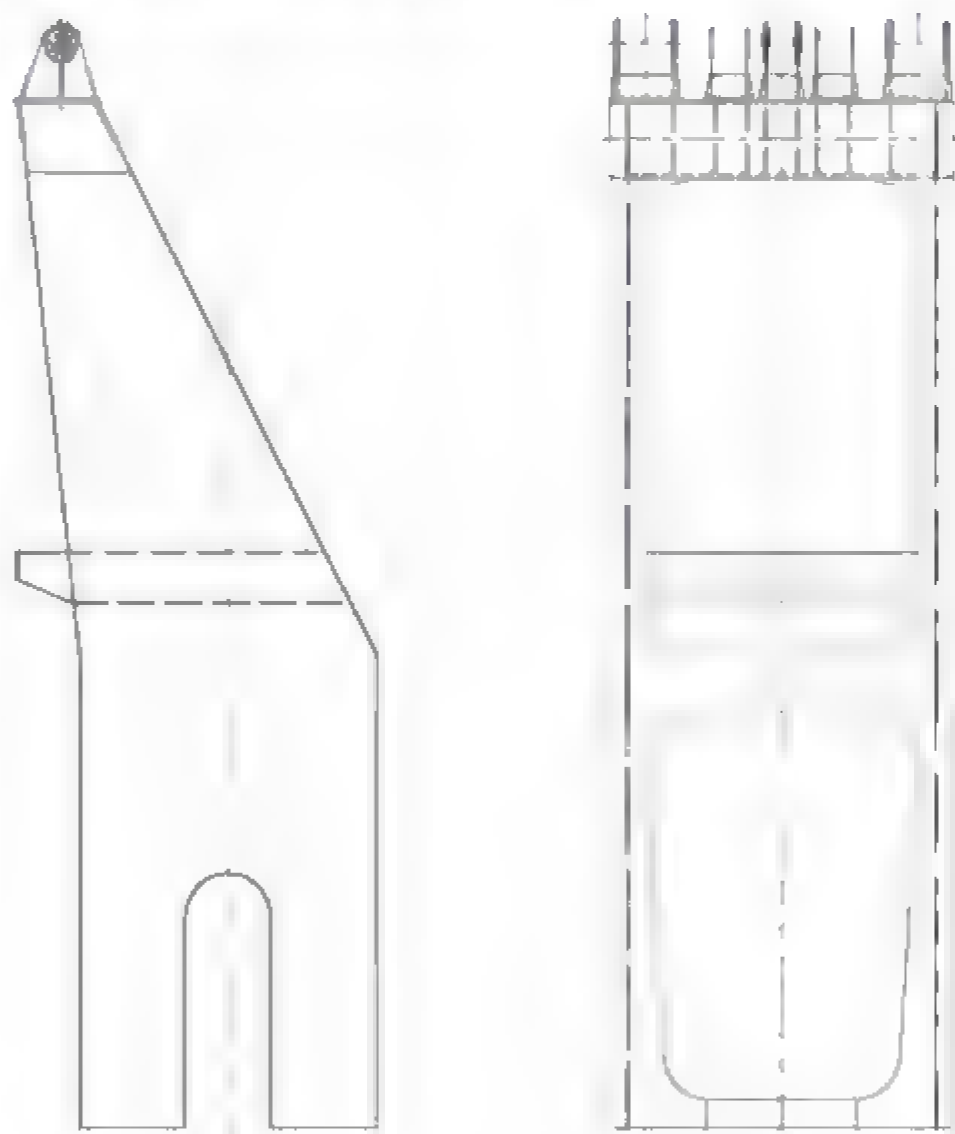


图 1-48　板梁式人字架

立柱式人字架(见图1-49)是一种对传统人字架进行简化处理后的新结构形式,广泛适用于单臂架门座起重机中。该结构可以做成箱形或完全筒体式,根据立柱所受弯矩由上到下呈线性增加的特点,设计为由上到下截面逐渐增大的变截面形式。

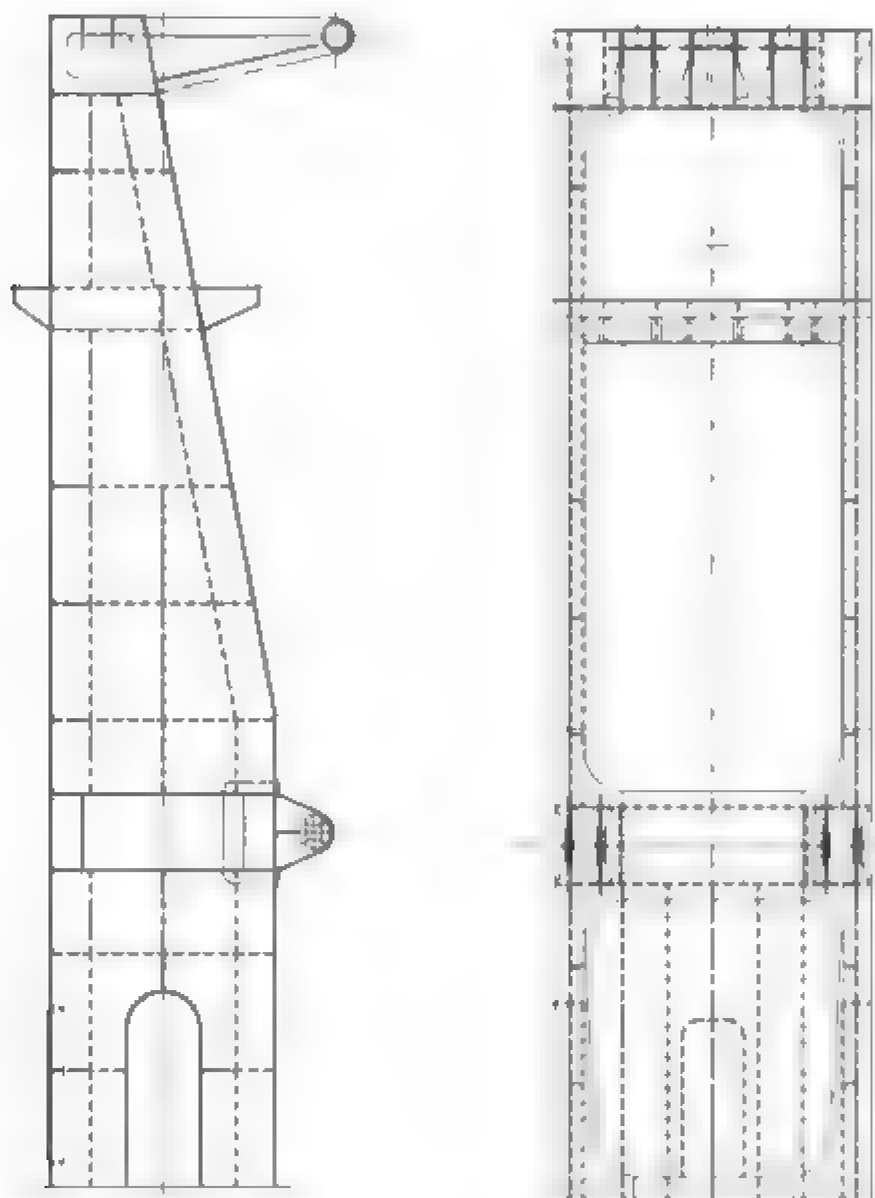


图1-49 立柱式人字架

各种人字架下部通常与转台直接焊接,也可以采用螺栓或铰轴连接。

2) 平衡系统

根据门座起重机臂架系统的结构形式,衍生出了有臂架自重平衡和无臂架自重平衡两种形式。大多数港口装卸门座起重机的臂架系统带有自重平衡,该系统通常采用杠杆活配重形式,由平衡梁、小拉杆和活配重组成。平衡梁支承在人字架顶部横梁上,拉杆通过铰点与平衡梁和臂架相连,与人字架一起形成平面四杆机构和以臂架下铰点、平衡梁后铰点为支点的双摇杆机构,在平衡梁的尾部设有活配重。

平衡梁一般采用箱形结构(见图1-50),由于是起杠杆作用,其支承铰点处的结构受力最大,故在长度方向常做成变截面结构。

小拉杆是臂架和平衡梁之间的连接杆件,其构造有独立型和组合型。独立型小拉杆(见图1-51)的连接铰点在同一纵向平面内,其受力为二力杆。组合型小拉杆(见图1-52)的连接铰点不在同一纵向平面内,除了承受拉力外,还受弯矩作用。小拉杆可以用钢管、工字钢或焊接箱形等制作。

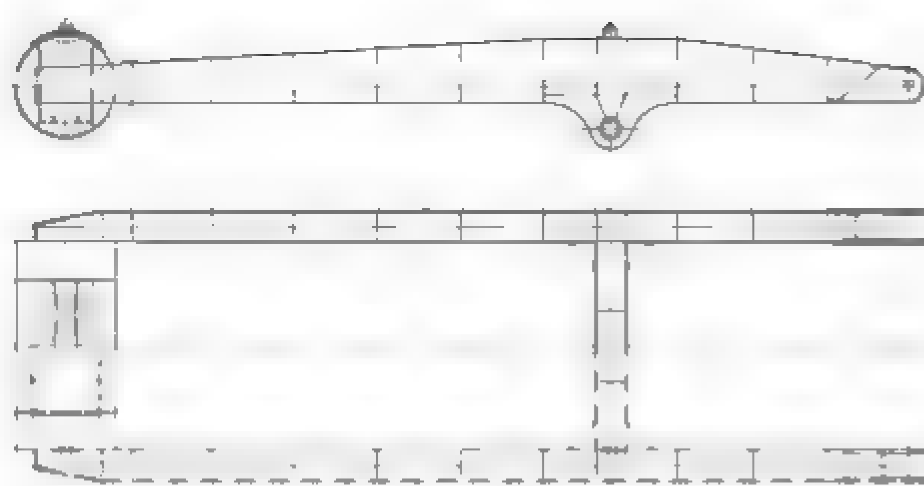


图1-50 平衡梁结构

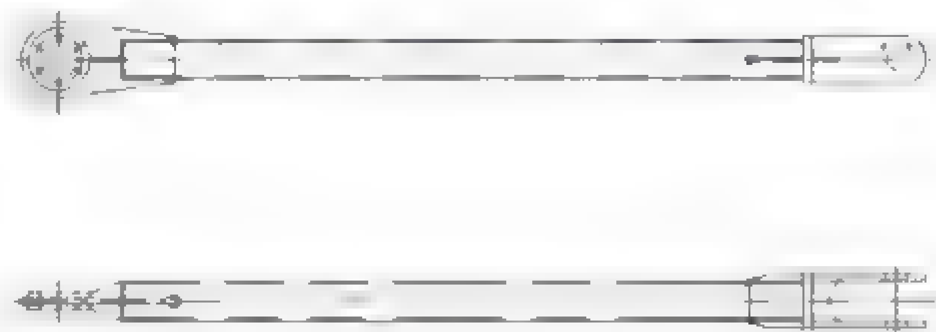


图1-51 独立型小拉杆

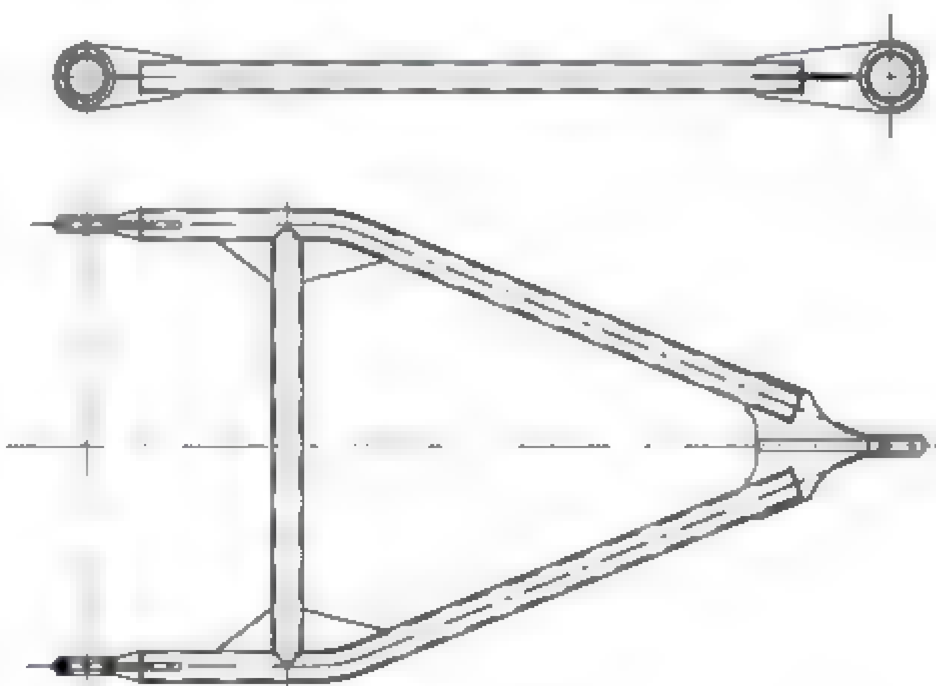


图1-52 组合型小拉杆

3. 转台

转台是门座起重机回转部分的基础,用来支承工作机构、电气设备、机器房、臂架系统及人字架等部件的重量载荷和其他载荷,并将回转部分的全部载荷传递给固定门架,因此它应有足够的强度和刚度。

转台通常是由两根纵向主梁和若干根横梁并辅以一些面板和筋板组成平面板架结构。

纵向主梁和横梁通常设计为箱形或工字形截面，两根纵向主梁的中心距应尽可能地与臂架下铰点间距以及人字架横向间距相同或相近。转台尾部做成箱体，以便装载一定数量的固定配重。横梁和筋板的设置应根据转台上的机构和结构的安装位置来确定。对于大轴承转盘式门座起重机，转台的下方通常有一节支承圆筒和一个连接法兰。支承圆筒插入到转台内部与转台焊接成一体，以加强连接的刚性和改善传力条件(见图1-53)。对于转柱式门座起重机，转台下方配有连接下转柱用的箱体(见图1-54)，并用带拼接板的对接方式实现两者之间摩擦副的高强度螺栓连接。

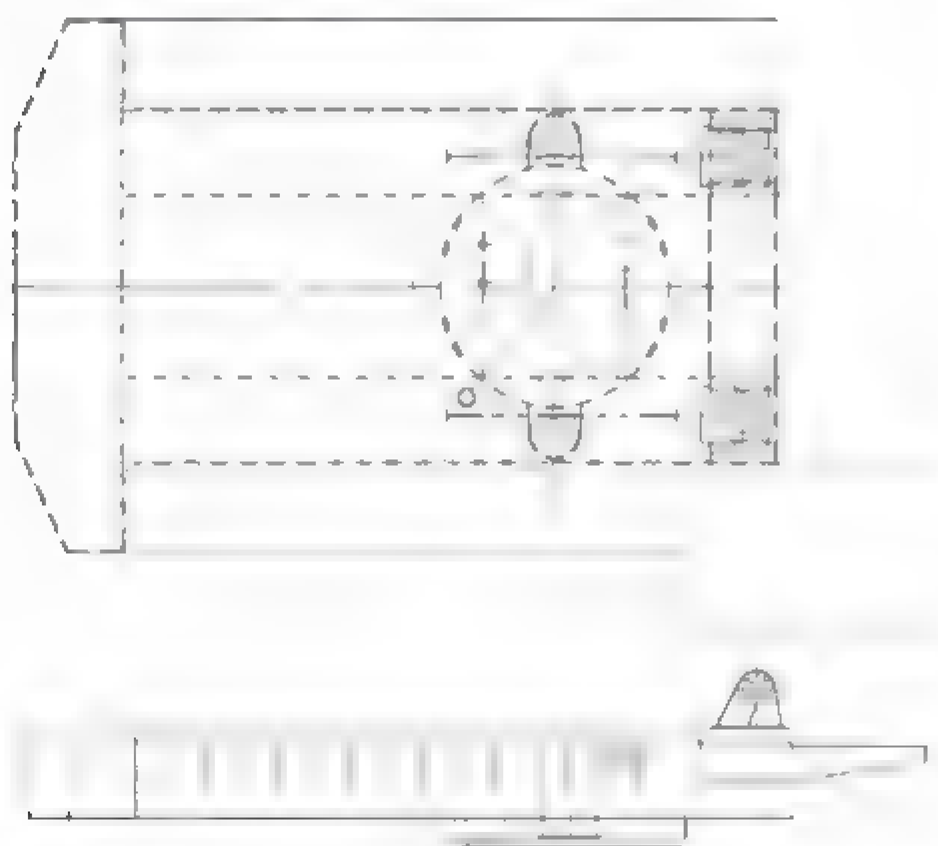


图1-53 转盘式门座起重机转台

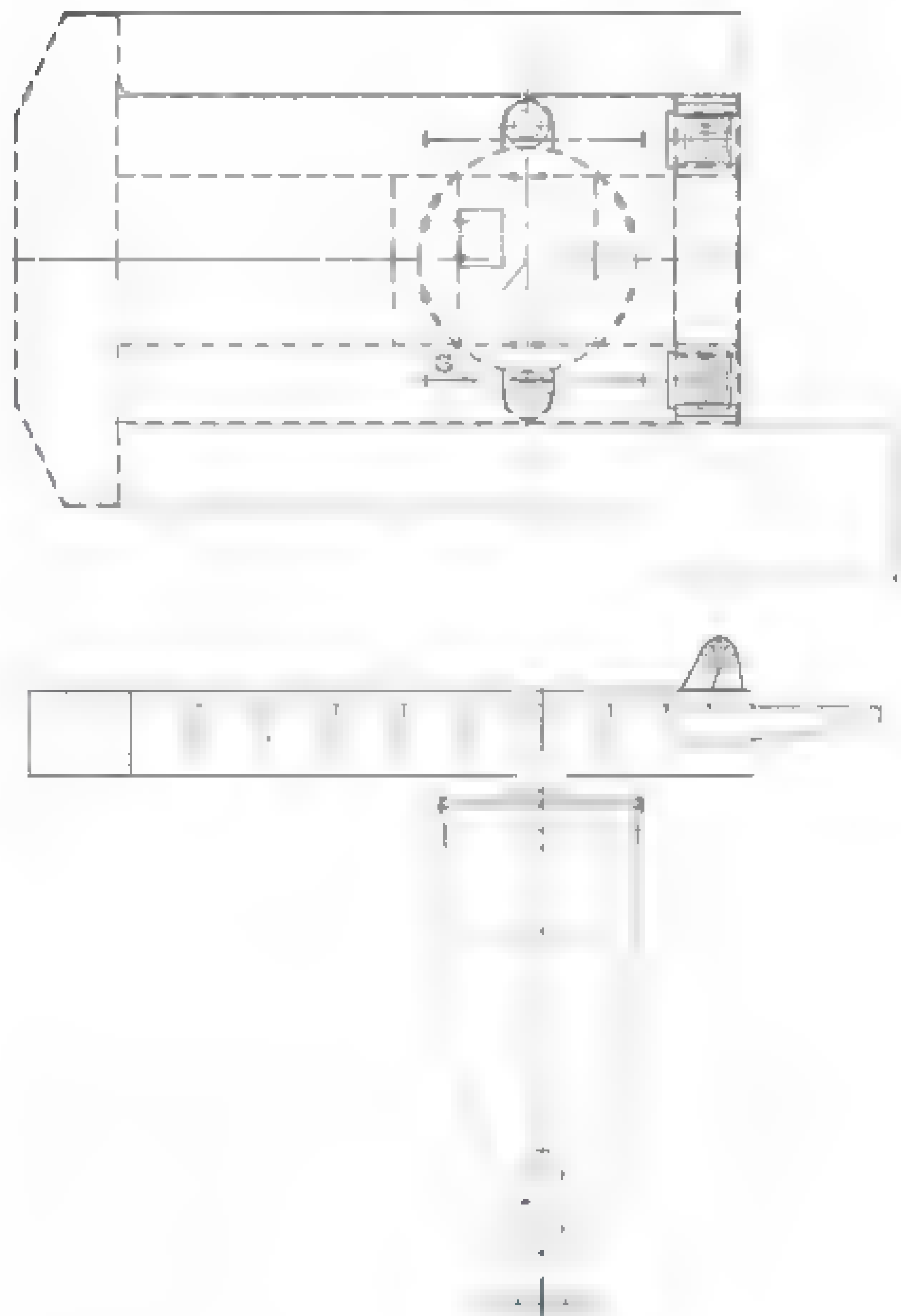


图1-54 转柱式门座起重机转台

4. 门架

门架支承着门座起重机回转部分的所有结构，承受回转部分结构重量、物品重量、风力和各工作机构运动产生的惯性力及这些力产生的力矩的作用。为了保证门座起重机运行平稳，门架结构应具有较大的刚度。门架的结构形式主要有交叉式门架、八撑杆式门架和圆筒式门架。前两种门架用于转柱式门座起重机，后一种用于轴承转盘式门座起重机。

1) 交叉式门架

交叉式门架(见图1-55)是由两片平面刚架组成的刚架结构。其顶部是一个箱形支承圆环，圆环内侧装有环形轨道，用于支承转柱上端的水平滚轮。门架的中部有一个十字横梁，横梁和门腿的截面都是箱形截面。为增强门架的刚性，沿轨道方向用拉杆把同一侧轨道上的两条门腿之间连接起来。门腿与支承圆环之间采用法兰螺栓连接。这种门架制造安装方便，但自重较大。

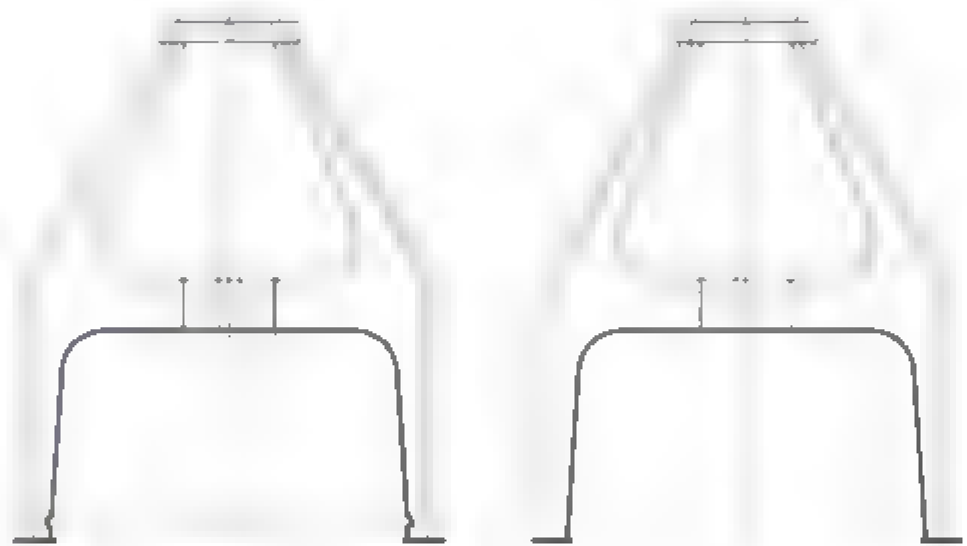


图1-55 交叉式门架

2) 八撑杆式门架

八撑杆式门架(见图1-56)的顶部仍然是一个内侧装有环形轨道的箱形支承圆环，支承圆环通过八根撑杆支承在下门架四角的门腿上。八根撑杆在前后左右各侧面形成两两对称的三角形桁架。八撑杆门架是一种交叉刚架，自重较轻，但抗扭性较差。当门架的高度较大时，可采用双层八撑杆式门架。

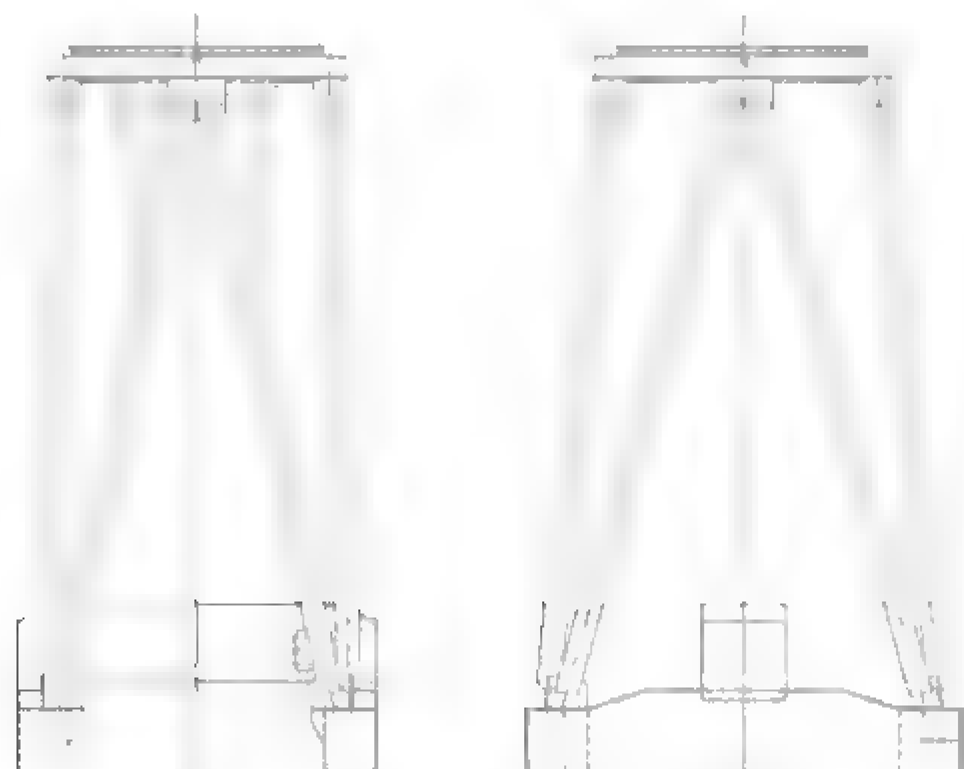


图 1-56 八撑杆式门架

3) 圆筒式门架

圆筒式门架(见图 1-57)的顶部是一个特制的圆环形法兰盘,法兰盘的刚性要求很大,以确保上部大轴承的正常工作。门架的中部是一个直圆筒,要求有足够的刚度。为了保证门架下部的净空高度,下门架通常采用主横梁结构形式,圆筒下端插入下门架主梁的内部与主梁焊成一体。圆筒式门架自重较轻,风阻力小,外形美观,在港口门座起重机中得到广泛的应用。

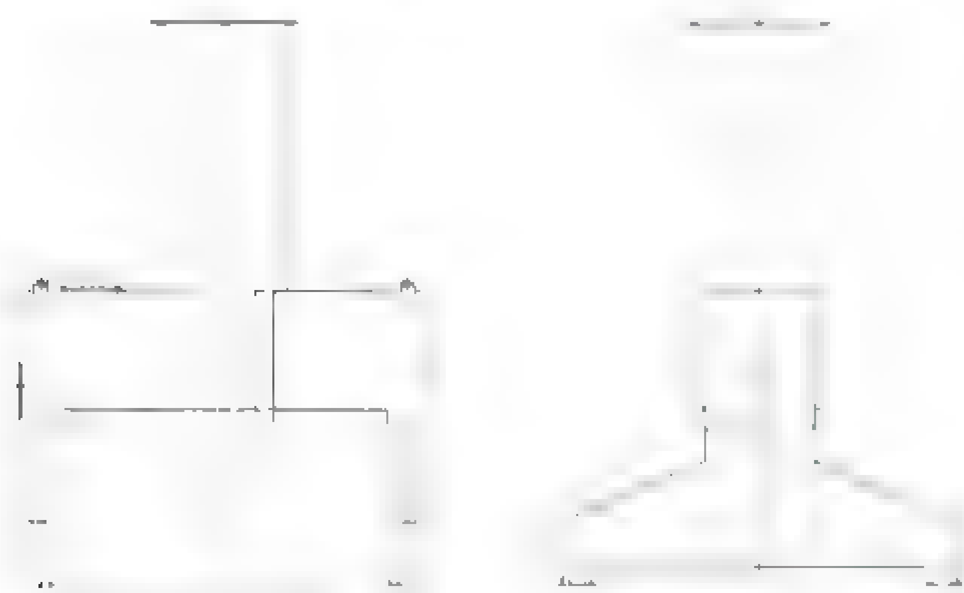


图 1-57 圆筒式门架

1.3 带斗门座起重机

带斗门座起重机除具有通用港口门座起重机的起升机构、变幅机构、回转机构、运行机构和臂架系统、转盘、机房、人字架、门架等系统外,还具有卸料系统、输料系统及除尘系统等,是港口门座起重机的一种特殊类型。

带斗门座起重机通过起升机构、变幅机构、回转机构联合动作,用抓斗从船舱内抓取散料提升至料斗上方卸料,散料通过料斗,经振动给料器送至机上皮带输送系统输送至地面皮带输送系统或卡车等其他运输设备。为了提高带斗门座起重机的生产率,作业时可以将旋转锁定,只通过起升机构和变幅机构两个机构的联合动作来完成卸料循环,所以带斗门座起重机有时又称门座式卸船机。

带斗门座起重机与通用门座起重机相比具有更高的起升速度和变幅速度,且空载起升、下降速度比额定载荷速度更高,结合伸缩漏斗和锁定旋转动作,带斗门座起重机比港口通用门座起重机具有更高的生产率。目前港口使用的带斗门座起重机起重量一般在 16~40t,煤炭作业时的生产率为 500~1000t/h。带斗门座起重机可用于煤炭、矿石、粮食、木片等散货物的卸船作业。

1.3.1 典型构造

港口带斗门座起重机的类型很多,结构形式多样,其转盘以上部分与通用门座起重机的结构基本相同,一般为四连杆臂架或单臂架结构形式,门架结构和卸料系统与通用门座起重机有很大的不同。带斗门座起重机的典型构造可根据料斗等接料系统的固定形式和所卸货种进行分类。

按接料系统的固定形式,带斗门座起重机可分为料斗固定式结构和料斗移动式结构。

料斗固定式结构的接料系统固定在门架梁顶部,由料斗结构、破拱装置、振动给料器、开闭斗门系统、溜筒、接料板、门架结构、梯子平台等组成整个料斗门架系统总成。该种带斗门座起重机的典型构造见图 1-58。料斗移动式结构的带斗门座起重机的料斗接料系统固定在可移动的门架梁顶部或中部的伸缩梁上,由料斗结构、破拱装置、振动给料器、开闭斗门系统、接料板、门架结构、梯子平台、伸缩机构等组成整个料斗门架系统总成。伸缩梁由伸缩机构驱动,伸缩梁带动接料系统在门架顶部的轨道上移动,卸船时伸出码头前沿外侧,卸船结束后收回码头前沿内,避免与船舶靠泊时相碰。该种带斗门座起重机的典型构造见图 1-59。

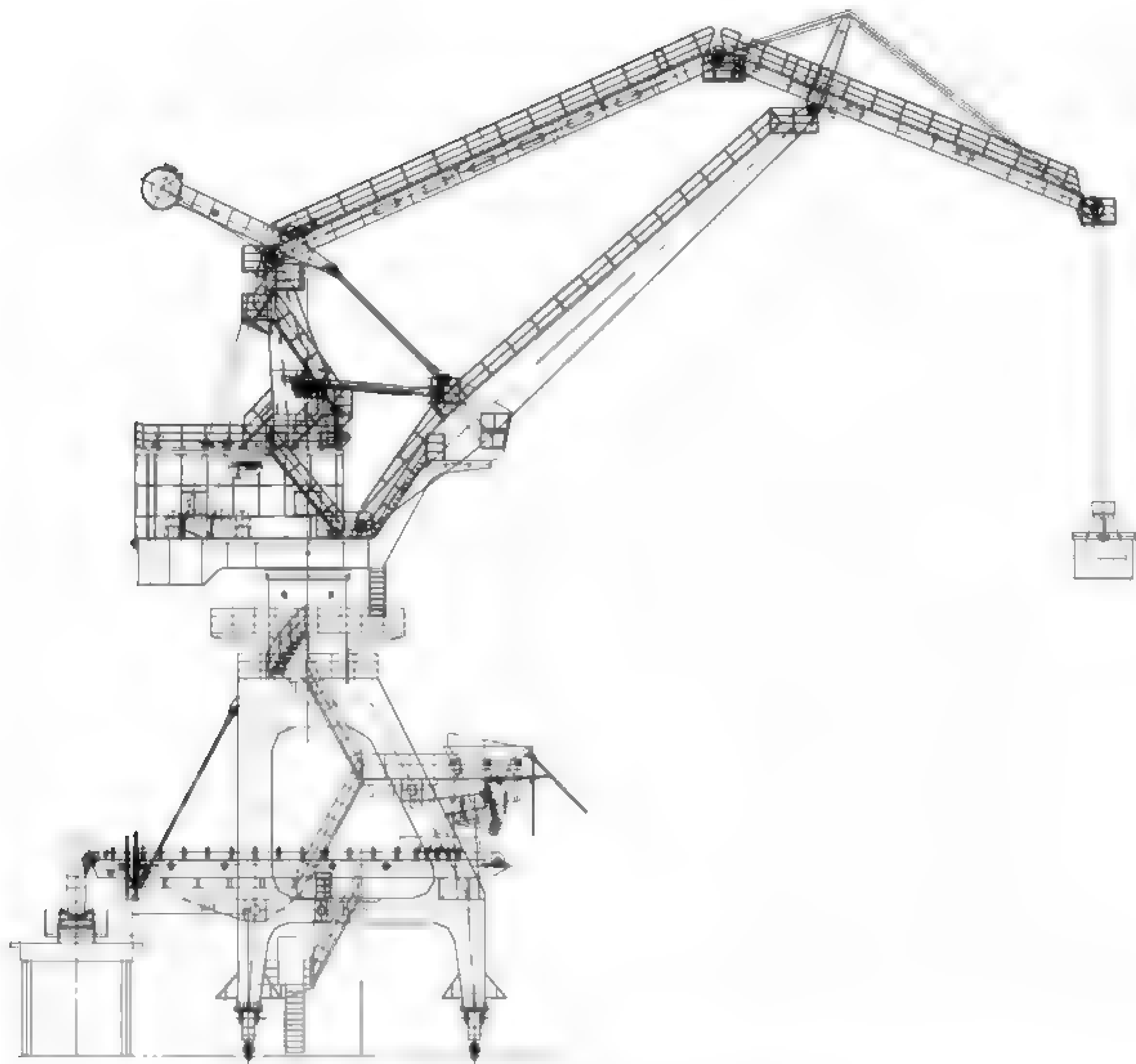


图 1-58　固定料斗带斗门座起重机

按卸料的货种，带斗门座起重机可分为煤炭带斗门座起重机、粮食带斗门座起重机、木片带斗门座起重机等。由于货种不同，其总体布置、接料系统、输送系统及除尘系统均不相同。

煤炭带斗门座起重机主要用于煤炭的卸船作业。抓斗抓起物料放入料斗，经振动给料机改向进入溜筒卸至机上皮带输送机，再输送至地面输送系统或卡车等其他运输设备。机上带式输送机一般需设置防尘罩，料斗口处设置喷淋除尘装置。

粮食带斗门座起重机主要用于大豆、玉米、小麦等粮食类物料的卸船作业。机上输送机一般采用埋刮板输送机，抓斗抓起物料放入料斗，经振动给料机改向进入溜筒卸至埋刮板输送机，再输送至地面输送系统，或通过溜筒直接装车。埋刮板机为封闭结构，需要在埋刮板机的料斗出料口设置干式除尘装置，有条件时在料斗上口也应装有干式除尘设置点，以便有较好的抑尘效果。

木片带斗门座起重机主要用于造纸木片的装卸作业。造纸木片的密度小，流动性差，是带斗门座起重机作业对象中最为复杂的一种。一般用两条皮带输送机来完成送料过程：一条为料斗下口的接料带式输送机，一条为水平输送带式输送机。卸料过程是由专用木片抓斗抓起木片放入料斗，经接料带式输送机将落入料斗下口的木片物料，通过带式输送机运转输出，再经尾部溜筒卸至水平带式输送机，转送至地面输送系统。料斗上、下口可以设置干式除尘装置。

带斗门座起重机的料斗接料系统一般布置在海侧门腿上，考虑到布置空间和散料安息角，尤其是有伸缩机构时，要考虑料斗缩回的空间，一般将门座起重机回转中心与门架结构中心设计有一定的偏心距离，如图 1-59 所示，偏心距离一般约为 2500mm。

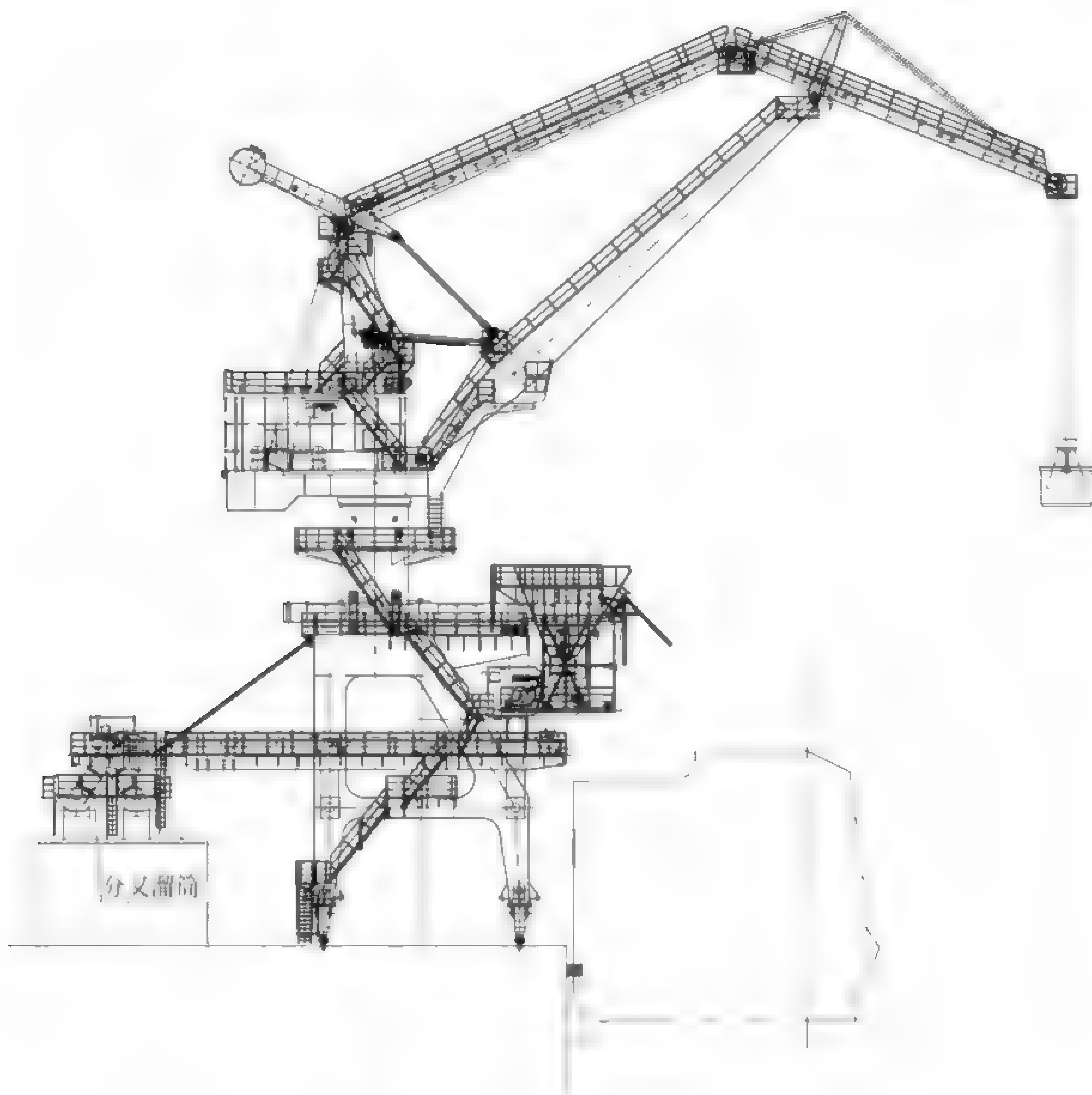


图 1-59　伸缩料斗带斗门座起重机

早期的带斗门座起重机通常设有主副两个司机室。主司机室设置在回转部分的转盘上，主要操纵抓斗的开闭、起升、下降、变幅、回转等主要动作。副司机室一般设置在门架中间部位靠近料斗出料口，主要控制料斗接料系统中料斗斗门的开度、振动给料器、破拱装置、输送机、分叉漏斗等的操纵，料斗和输送机的伸缩以及整机的运行。副司机能清楚地观察到料斗卸料、输送机工作、出料以及整机的运行情况，并随时与主司机保持通信畅通，配合主司机完成整个卸料过程。

随着控制技术的发展，近些年来，带斗门座起重机趋向于只设置一个司机室，即将司机室布置在外伸的斜撑梁上，借助视频监控系统，所有操作均可在司机室内完成，在输送机旁还同时设有现场操作箱，必要时也可以现场操作。

1.3.2　主要参数及型号

1. 主要参数

带斗门座起重机的主要参数与通用门座起重机基本相同，包括起重量、工作幅度、起升高度和下降深度、轨距和轮距、基距、尾部回转半径、工作速度、轮压和腿压、工作级别、生产率等，但根据带斗门座起重机的作业和构造特点，同时还有输送机额定生产率、卸料中心距、料斗伸缩距离等参数的要求。

1）输送机额定生产率

带斗门座起重机上都设置有输送散料的装置，可以是皮带输送机，也可以是埋刮板机，皮带输送机和埋刮板机的额定生产率就是指在正常工作条件下，每小时输送散料的质量。输送机额定生产率必须大于或等于带斗门座

起重机的生产率，常用单位是 t/h。

2）卸料中心距

卸料中心距是指带斗门座起重机抓斗在料斗上方开始卸料的中心线至起重机回转中心线的水平距离，它可以与料斗中心重合，也可以不重合。卸料中心一般设置在小幅度，但不是最小幅度，而是比最小幅度至少大 0.5m。带斗门座起重机可以设置一个卸料中心，称为单点卸料；也可以设置两个或两个以上卸料中心，称为多点卸料，多点卸料可以根据船型大小选择不同的卸料中心，从而提高装卸效率。多点卸料的料斗卸料系统必须是可伸缩的方式。

3）料斗伸缩距离

料斗伸缩距离是指具有伸缩机构的带斗门座起重机的料斗连同料斗上的附属机构在门架结构顶部轨道上可以移动的距离。

料斗伸缩距离是根据生产率、料斗布置、船型、轨距、货种等多个条件决定的。

2. 型号

近年来带斗门座起重机的发展较为迅速，根据各港口码头不同货种、不同码头自然条件，带斗门座起重机具有多种型号和类型。为了使分类简洁明了，目前行业内仍然沿用了门座起重机的分类方式，即根据起重量及工作幅度对带斗门座起重机进行标称，这也是决定带斗门座起重机工作性能的最主要的两个参数。为了区别于通用门座起重机，带斗门座起重机在通用门座起重机型号代号 MQ 前加 D，D 表示带斗，因此带斗门座起重机的型号代号可表示为 DMQ。

带斗门座起重机的效率通常高于同等吨位和幅度的通用门座起重机，因此用户在选用带斗门座起重机时起重量一般都较大，目前港口使用的带斗门座起重机的起重量均不小于 16t。表 1 21 为港口常用带斗门座起重机型号。

表 1 21 中较为典型的机型为 DMQ1633、DMQ2535 和 DMQ4043 带斗门座起重机。

DMQ1633 带斗门座起重机是最早的一种机型，可用于装卸 35000 吨级煤炭或大豆散货船。经过多年的发展，DMQ1633 带斗门座起重机广泛分布在各沿海及内河码头，在散货卸船作业中充当着重要的角色。该机型抓斗额定起重量为 16t，最大幅度为 33m，在 25m 及以上幅度时还设置有 25t 吊钩工况。卸船生产率可达 450t/h。该机型也可以用来卸木片，生产率约为 1000m³/h。

DMQ2535 带斗门座起重机是随着停靠船舶的加大而开发的新型号，并逐渐发展成为行业内的主力，可用于装卸 70000 吨级以下的煤炭或大豆散货船，其高效的卸船作业能力获得了市场的青睐，成为大多数粮食、煤炭等散货码头首选的成熟机型。该机型抓斗额定起重量为 25t，最大幅度为 35m，在 25m 幅度时还设置有 40t 吊钩工况，卸船生产率可达 750t/h。

DMQ4043 带斗门座起重机是近年来新开发的大吨位、大幅度、高生产率机型，在市场中刚刚崭露头角，主要适应散货卸船设备的大型化、专业化、智能化。该机型抓斗额定起重量为 40t，最大幅度为 43m，卸船生产率可达 1000t/h。

木片带斗门座起重机是近年来专门为港口装卸木片而设计的，一般为纸浆厂输送纸浆原料。根据用户所需要的卸船效率和船型，选择带斗门座起重机的吨位、速度和幅度，最大的可达到 1800m³/h。

表 1-21 港口常用带斗门座起重机型号

吨位/t \ 幅度/m	33	35	37	40	43	45
16	DMQ1633	DMQ1635				
20	DMQ2033	DMQ2035	DMQ2037			
25	DMQ2533	DMQ2535	DMQ2537			
32		DMQ3235	DMQ3237	DMQ3240		
40		DMQ4035	DMQ4037	DMQ4040	DMQ4043	DMQ4045

以上是比较有代表性的几种机型，每个吨位系列里，根据码头实际情况，可以优化设计，形成不同吨位、不同幅度和不同生产率的各种型号。同时，通过采用各种专用的抓斗，匹配专用的卸料、输料设备，可以设计出多种专业的带斗门座起重机。

1.3.3 工作机构

带斗门座起重机的主要工作机构与普通门座起重机相同，主要设备的选型也基本相同。

1. 起升机构

带斗门座起重机的起升机构主要由电动机、联轴器、减速箱、制动器、卷筒、支承部件及各种保护装置组成，带斗门座起重机货种为散货，所以取物装置为抓斗。为了满足抓斗作业要求，须设置两组参数相同的能独立动作的单联或双联卷筒，其中一组用于卷绕抓斗的开闭绳，另一组用于卷绕抓斗的支持绳。当两组卷筒协同作业时，可使抓斗上升或下降；当两组卷筒独立工作时，可实现抓斗的张开和闭合。

带斗门座起重机作为一种高效的抓斗作业门座起重机，其起升速度通常高于通用门座起重机，速度参数一般为通用门座起重机的1.1～1.3倍。为了缩短工作循环时间，通常会设置一个高速空载下降速度，两种速度可以通过变频调速来实现速度的改变。采用盘式制动器、变频调速的常用带斗门座起重机起升机构如图1-60所示。

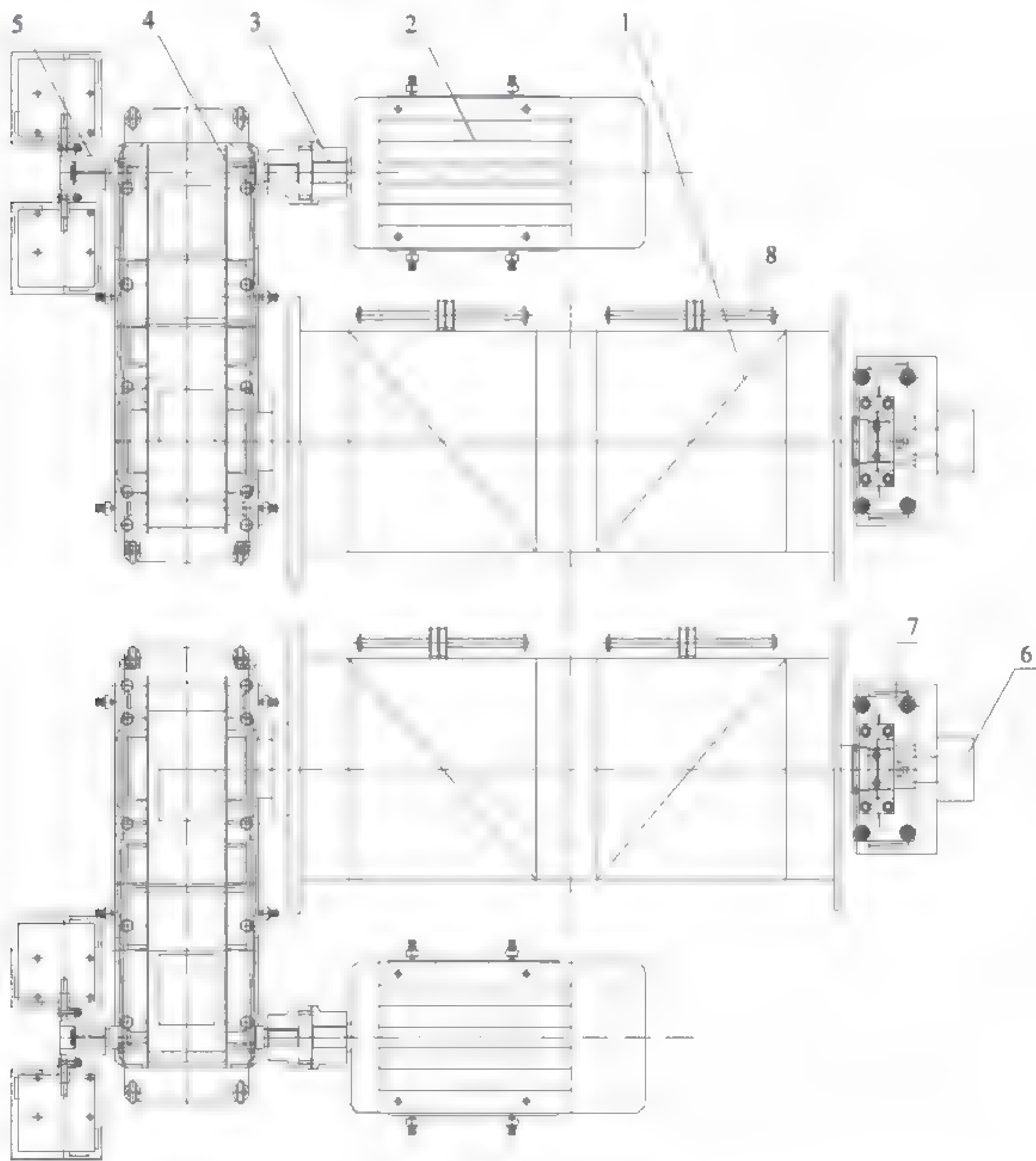


图1-60 起升机构布置图

1—双联卷筒；2—电动机；3—联轴器；4—减速器；5—制动器；6—多功能限位开关；7—卷筒轴承组；8—排绳装置

2. 变幅机构

带斗门座起重机的变幅机构速度比通用门座起重机高，都是用来实现臂架俯仰以改变工作幅度的机构。通过变幅使门座起重机在最大与最小幅度之间进行货物搬运，以扩大作业范围。

带斗门座起重机变幅机构为工作性机构，主要由驱动装置、传动装置、制动装置以及安全辅助装置等组成。变幅机构由电动机通过传动装置驱动齿条，再由齿条驱动臂架系统来实现幅度的变化。变幅机构一般布置在人字架的中部变幅平台上，布置形式及构造与通用门座起重机相同。

3. 回转机构

带斗门座起重机的回转机构在进行高效作业时可以不动作，它也是由回转支承装置和回转驱动装置两部分组成。

带斗门座起重机的回转支承装置同样可以有多种形式，应用较多的是滚动轴承式回转轴承。在该装置中的滚球或滚柱可选用滚动轴承中标准规格和尺寸的滚动体。

门座起重机的回转部分固定在回转轴承的回转座圈上，与回转轴承连接的上下法兰面的平面度须符合回转轴承的安装要求。

带斗门座起重机的回转驱动装置一般选用立式电动机与立式行星减速器传动的形式。这种形式具有传动比大、结构紧凑、传动效率高的优点，在带斗门座起重机中已得到广泛的应用。

4. 大车运行机构

带斗门座起重机的大车运行机构属于非工作性机构。卸船作业时，运行机构只用作调整起重机至船舱的相应位置。所以带斗门座起重机对于运行机构的要求并不高，其构造与通用门座起重机相同。

1.3.4　金属结构

带斗门座起重机的臂架、象鼻梁、大拉杆、平衡梁、小拉杆、人字架、转盘等结构件与普通门座起重机系统相同。由于其工作的特殊要求，其回转支承下部的主要金属结构件，如门架结构、伸缩梁结构、料斗结构、输送机架，以及司机室等与通用门座起重机相比有较大差异。

1. 门架结构

门架结构是整个带斗门座起重机的基础结构，为了保证起重机能安全和平稳工作，门架结构应具有足够的强度和较好的刚性。

带斗门座起重机的门架结构类似于通用门座起重机，但又有其独特的部分。带斗门座起重机的门架结构一般为组合结构，基本由圆筒与下部门架组成。圆筒的高度根据起升高度、安全作业距离、料斗的布置要求来确定。其下部一般较通用门座起重机的高，且较多设计为偏心结构，即圆筒中心和下部门架中心不重合，一般圆筒中心偏向陆侧，以方便布置料斗。

门架下部设计成不同的梁式结构，主要为了满足卸料系统的布置要求。上层平台需要设计有固定料斗的水平梁，或在其上安装轨道，便于固定料斗的伸缩梁在轨道上运行。门架结构中间需设计中间横梁，用于支承输送系统及其物料的重量。另外在下部门架梁上还要考虑布置电气室或副司机室。

根据不同的码头条件和散货种类，带斗门座起重机的门架结构主要有几种典型形式，如图 1-61 所示。

2. 伸缩梁结构

可移动式料斗有伸缩梁结构，用来支承料斗结构及其物料的重量。料斗固定在伸缩梁上，可以通过焊接方式直接焊接在伸缩梁上，也可以通过弹簧与伸缩梁连接，以达到缓冲的目的，减小对结构件的冲击。料斗与伸缩梁一起伸缩，作业时伸出，以减小变幅行程；不作业时，收回至码头前沿安全距离内，避免船舶靠岸时相碰。图 1-62 所示为伸缩梁典型结构。

3. 料斗结构

料斗结构主要用来接抓斗所抓散料。根据散料种类不同，其作用和结构也不同。对于流动性较好的粮食类(如大豆)，料斗还可起到储存作用，即先抓满料斗后再打开斗门，这样把抓斗的间歇性动作变成连续输料，以提高装卸效率。料斗容量一般不小于 5 倍抓斗容量，若港口有自然条件限制，双方可约定斗容小于 5 倍抓斗容量。料斗的外形结构可根据实际需要设计，典型料斗结构如图 1 63(a)、(b)所示。

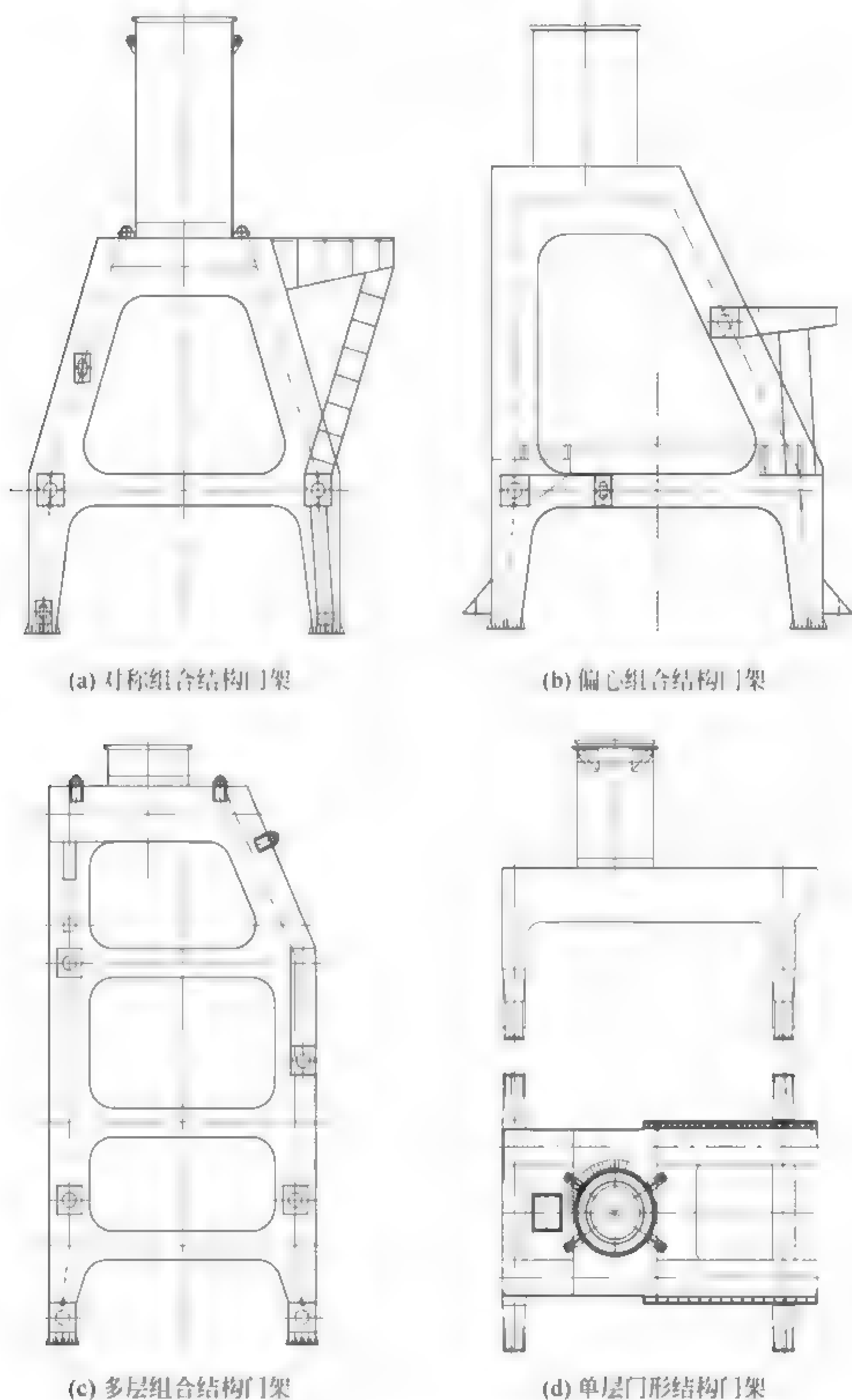


图 1-61　带斗门座起重机的门架结构

料斗上斗口长、宽方向的尺寸须满足抓斗开启时不撒料、不碰料斗壁及防尘设施的要求。在料斗上斗口，除靠海侧外的其余三侧均可设一定高度的抑尘挡板，挡板形式可以根据实际需要设置为直板或圆弧板，如图 1-63(c)、(d)所示。

在料斗结构内侧易磨损部位应设耐冲击的耐磨衬板，可以与主体板焊接连接，也可以用沉头螺钉固定。螺钉沉头部分要有较好的韧性和耐磨性。耐磨衬板应分块，方便更换。

料斗侧面角度应根据散料的堆积角来设计，以保证物料的自由流动。为了减小散料对料斗壁或料斗下口振动给料器的冲击，料斗内应设置一层或两层的格栅或防冲击横梁。格栅设置在料斗上方，应根据散料的不同种类设置不同间隔的格栅，此格栅应具有足够强度，有

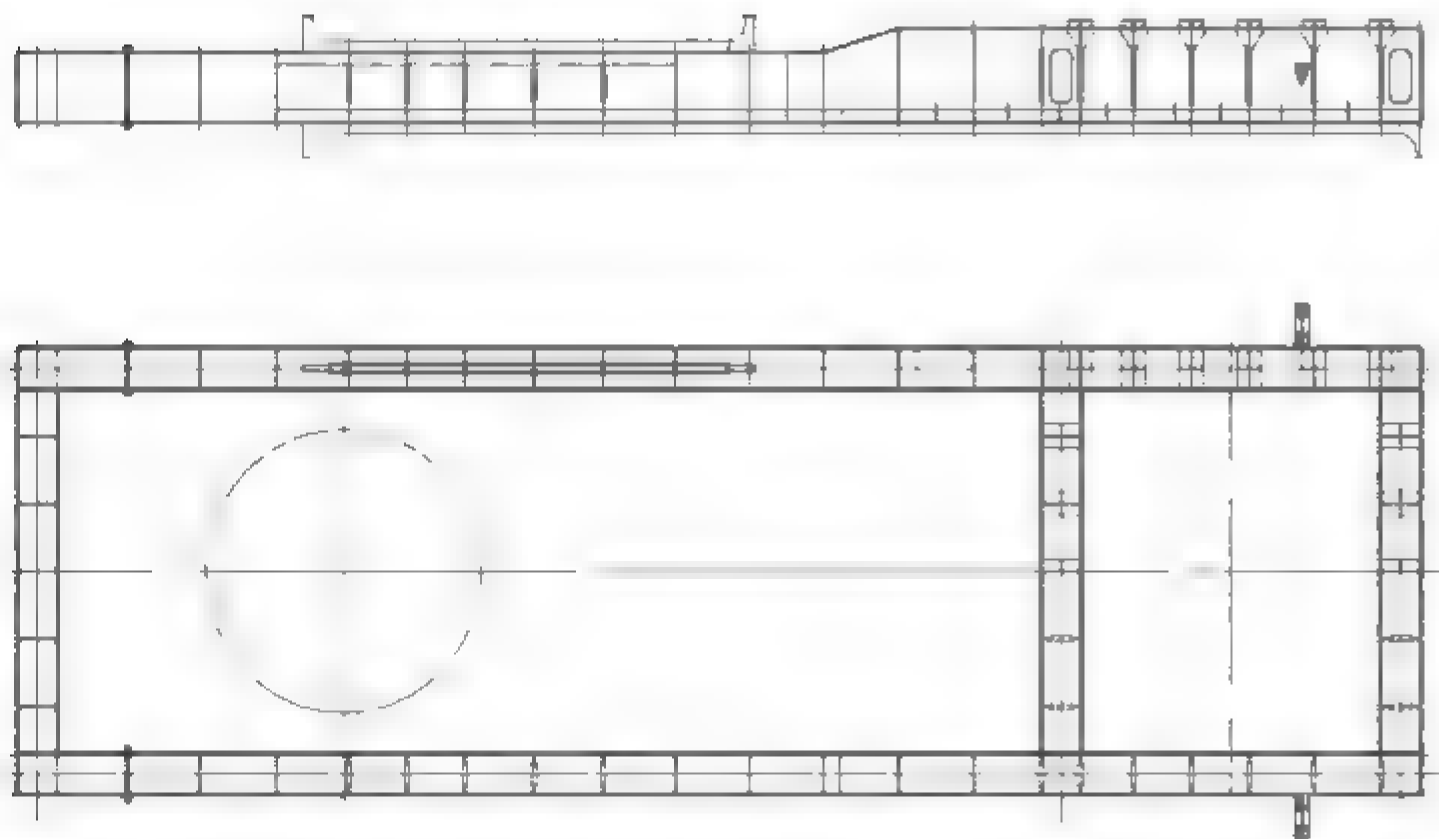
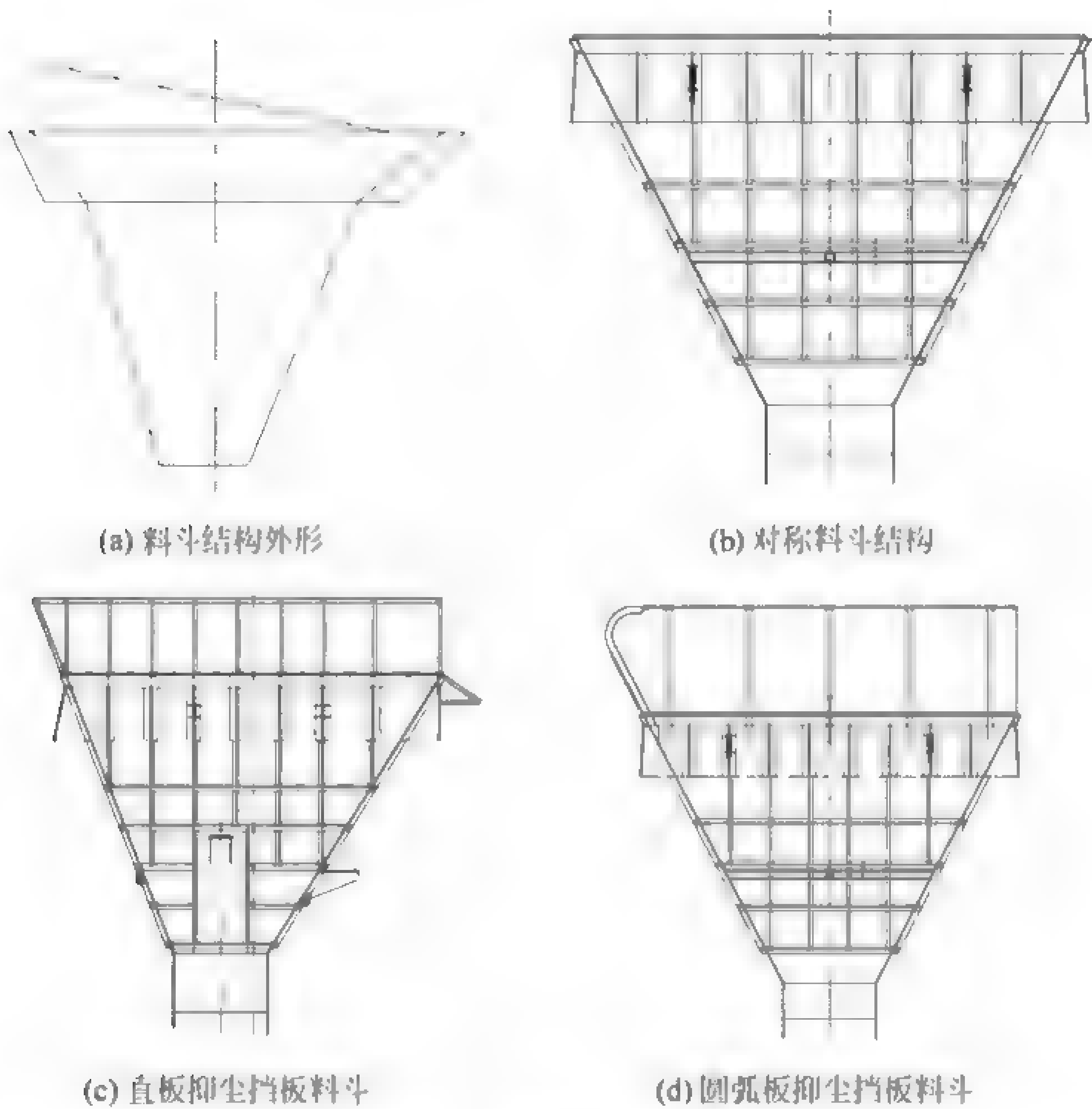


图 1-62　伸缩梁典型结构



(a) 料斗结构外形　(b) 对称料斗结构

(c) 直板抑尘挡板料斗　(d) 圆弧板抑尘挡板料斗

图 1-63　典型漏斗结构

时还需能承受空抓斗的自重荷载。格栅上还需开一个活动的人孔门，方便维修人员更换。另外，在料斗的周围应设有安全的人行道及栏杆，在料斗内设有简易步道，便于检查维修。

4. 输送机架

输送机架主要用来支承和安装皮带输送系统，一般采用梁式结构，布置在中间梁上，两侧设有安全走道。使用皮带作输送机时，中间须设有防止维修人员坠落的格栅平台。

5. 司机室

带斗门座起重机可以有主副两个司机室，也可以只有一个司机室。有主副司机室时，主司机室设置在回转部分的转盘上，副司机室一般设置在门架中间部位靠近料斗出料口处，主

副司机配合完成整个卸料过程。

一个司机室时，将司机室布置在转台外伸的斜撑梁上，以保证司机良好的操作视野，如图1-64所示。借助视频监控系统，所有操作均可在司机室内完成。在输送机旁同时设有现场操作箱，必要时也可以现场操作。

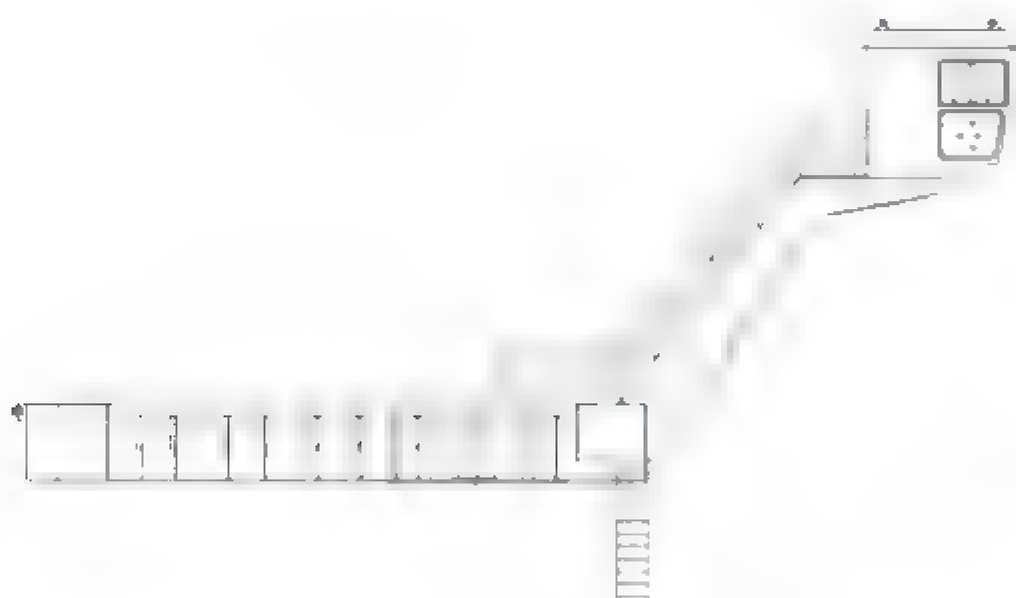


图1-64 司机室支承结构

司机室为全封闭型防风雨钢结构，应能隔热、防水、防尘和防风。司机室内应配备可调节座椅，并配置折叠式座椅一把，供副司机或实习生坐用。

司机室内的所有窗户应是安全玻璃，前窗玻璃应有防眩光措施。前方和两侧窗户应能开启，窗上应设护栏。窗框采用铝合金或塑钢材料。司机室的正面和两侧的玻璃上应设清洗器和刮水器。司机室应保证司机作业安全、舒适，上下通道应安全、方便。司机室的四壁和顶部镶有隔热、隔音、阻燃材料。司机室内设操作控制台，配有操纵按钮及有关仪表、显示器、按钮、警铃等，还装有电源插座、冷暖空调设备，并配有对讲电话装置、扩音机、话筒、灭火器等。

1.3.5 辅助装置

带斗门座起重机的辅助装置主要有卸料系统、输送系统、除尘装置、摄像系统等。

1. 卸料系统

卸料系统一般由料斗、破拱装置、开闭斗门系统、振动给料器、接料板等主要部件组成，可伸缩的卸料系统还包括伸缩系统。伸缩式的卸料系统是指料斗及其与之固定的破拱装置、振动给料器、接料板、开闭斗门和溜筒，通过伸缩驱动可在门架轨道上移动。

卸料系统是带斗门座起重机最复杂的辅助机构，需要考虑的因素较多。无论是伸缩式的还是固定式的卸料系统，都要考虑物料的流动性，尤其是结构外形尺寸的控制必须考虑到安全性，整个系统的任何位置都不得与自身和停靠船舶有干涉，尤其是卸料系统最外沿的底部高度，应超过最大船型在最高潮位空载时的甲板上建筑物的高度，并要留一定的安全距离。如果船舱是折叠式打开的，还要考虑舱口盖折叠打开的高度。

下面以伸缩型的卸料系统为例，说明卸料系统的各主要辅助装置，其他如除铁器、料位检测器等零件在此不一一介绍。

1）料斗

料斗主要是指料斗结构，包括耐磨板、格栅和防冲击横梁，详见1.3.4节中料斗结构描述。

2）破拱装置

破拱是防止物料在料斗内形成拱桥架导致堵塞而采取的措施。破拱方法很多，空气破拱器(俗称空气炮)、振动电机、格栅、十字梁或井字梁、料斗壁角度等都可以起到破拱的作用。

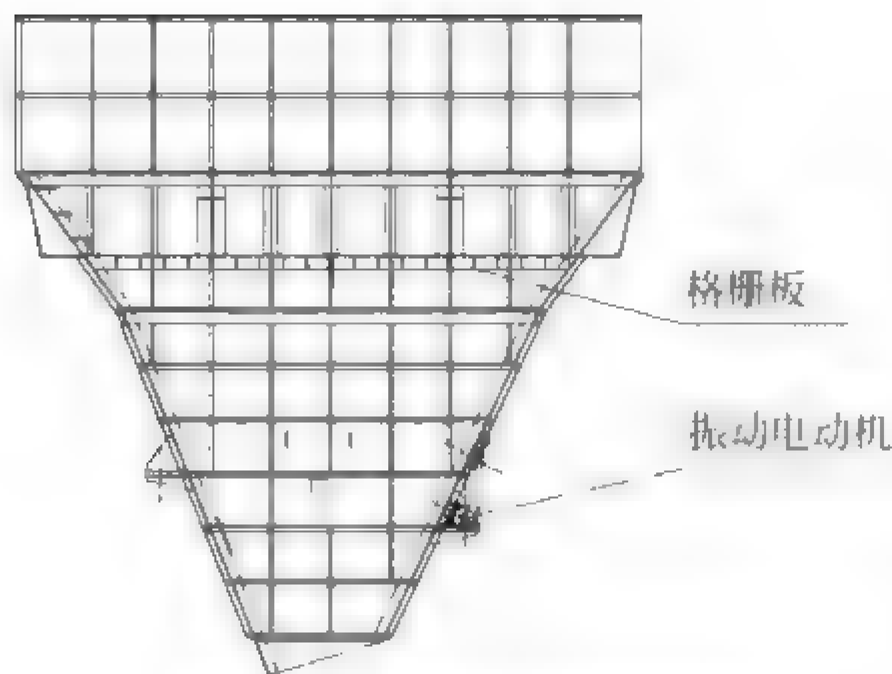
空气破拱器是以突然喷出的压缩气体的强烈气流，以超过1马赫(音速)的速度直接冲入物料堵塞区，克服物料静摩擦，使物料又一次恢复流动。空气破拱器具有结构简单、使用方便、冲击力大、安全、节能、自动控制、操作简单、不损伤料斗等优点，一般用于各种钢制、混凝土以及其他材料制成的筒式料仓、料斗、管道和平底堆料的场合。

带斗门座起重机料斗破拱一般通过设计合理的料斗壁角度，在料斗内上层设计格栅，斗壁上装有振动电动机来实现，如图1-65(a)所示。物料是木片时，料斗下层还设有十字梁或井字梁，如图1-65(b)所示。

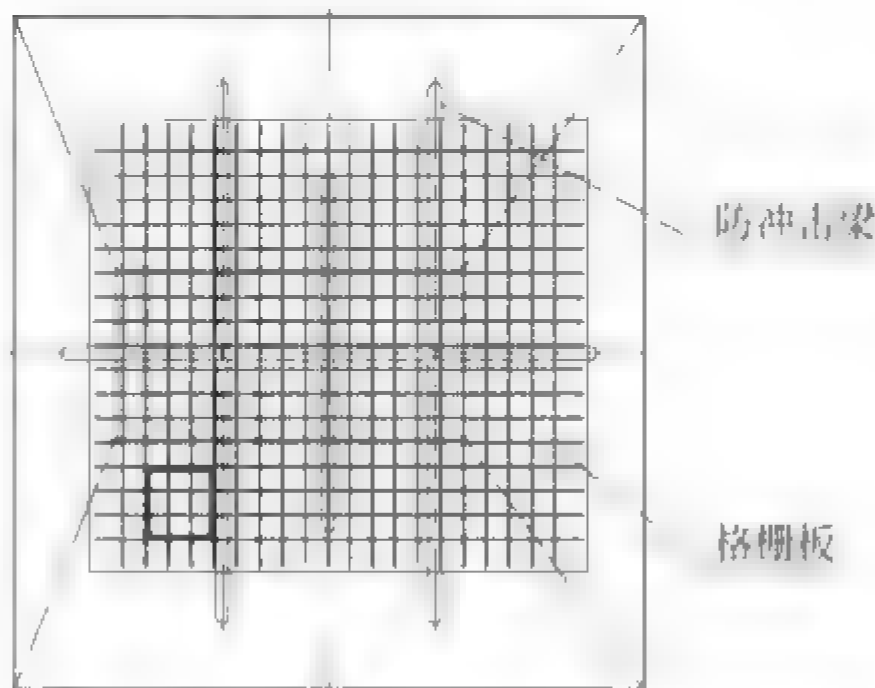
3）开闭斗门系统

带斗门座起重机的料斗下方设有开闭斗门，一般采用电动控制闸门，可调节出料口的大小。

电动控制闸门一般采用电动推杆或液压推杆，或电液推杆作为驱动，闸门可以是双半圆形，也可以是两个斗形，还可以是直板水平插入式或垂直插入式。具体采用哪种方式主

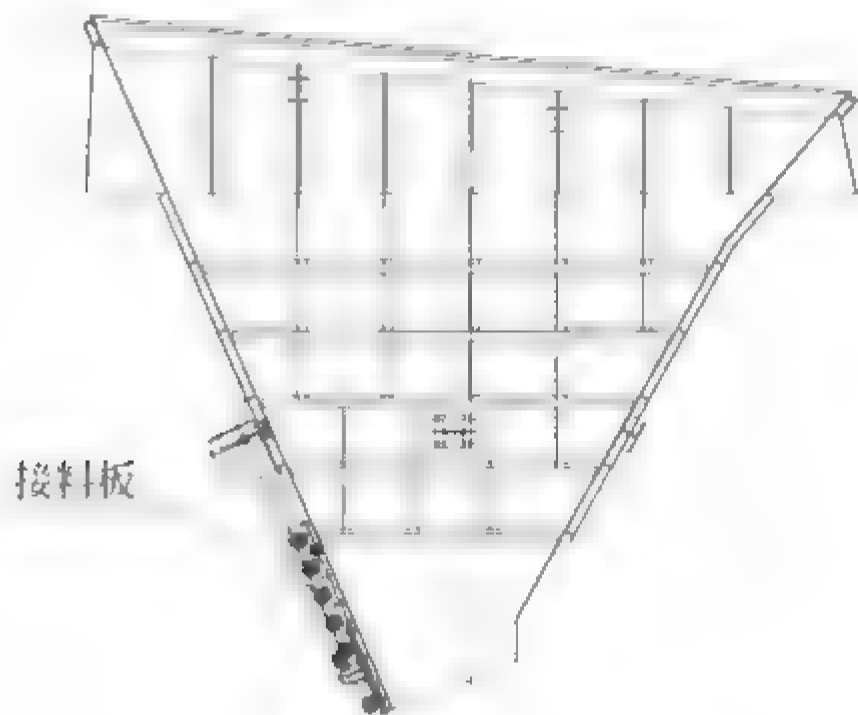


(a) 带格栅板和振动电动机的破拱料斗

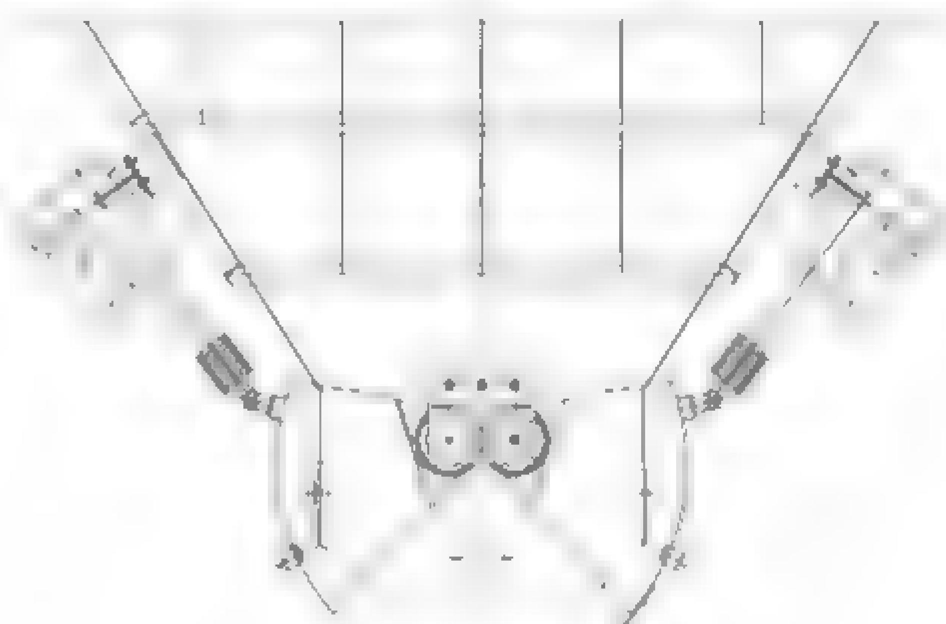


(b) 带井字梁的破拱料斗

图 1-65　振动电动机破拱料斗



(a) 直板插入式斗门系统



(b) 斗形张开式斗门系统

图 1-66　料斗开闭斗门系统

要视物料的不同而选择不同的方式。图 1-66 所示为开闭斗门的两种形式。

4）振动给料器

料斗的出口、开闭斗门的下方，还设有振动给料器，如图 1-67 所示。开闭斗门打开后，物料就直接流入振动给料器，振动给料器的底板就成为料斗的底板而接料，因此很容易积料。通过振动电动机振动，不断将物料输送到溜筒或导料槽或埋刮板输送机。运行中可以通过振动电动机激振力和给料角度来调整给料量的大小。给料角度是根据物料的密度不同进行调整的，一般调整角度不大于 15°。振动给料器不得与料斗及其他设备发生共振。

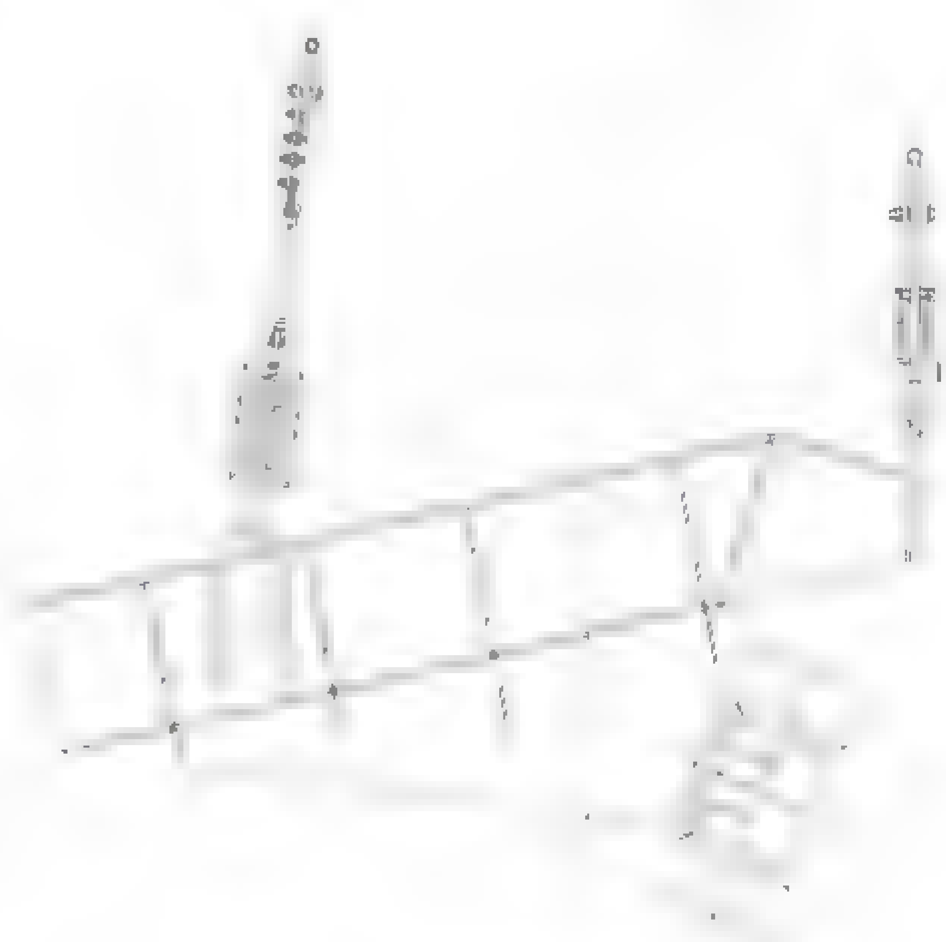


图 1-67　料斗振动给料器

卸木片的带斗门座起重机不采用振动给料器，而采用接料带式输送机给料系统，如图 1-68 所示。

5）接料板

料斗水侧上方设有抓斗作业时可开启放下的接料板。接料板铰接在接料料斗前侧。接料板抬起一定角度时可作接料用，防止物料在装卸过程中撒落到船边与料斗之间的水中或码头上，收集的物料可随时回送到船舱里。

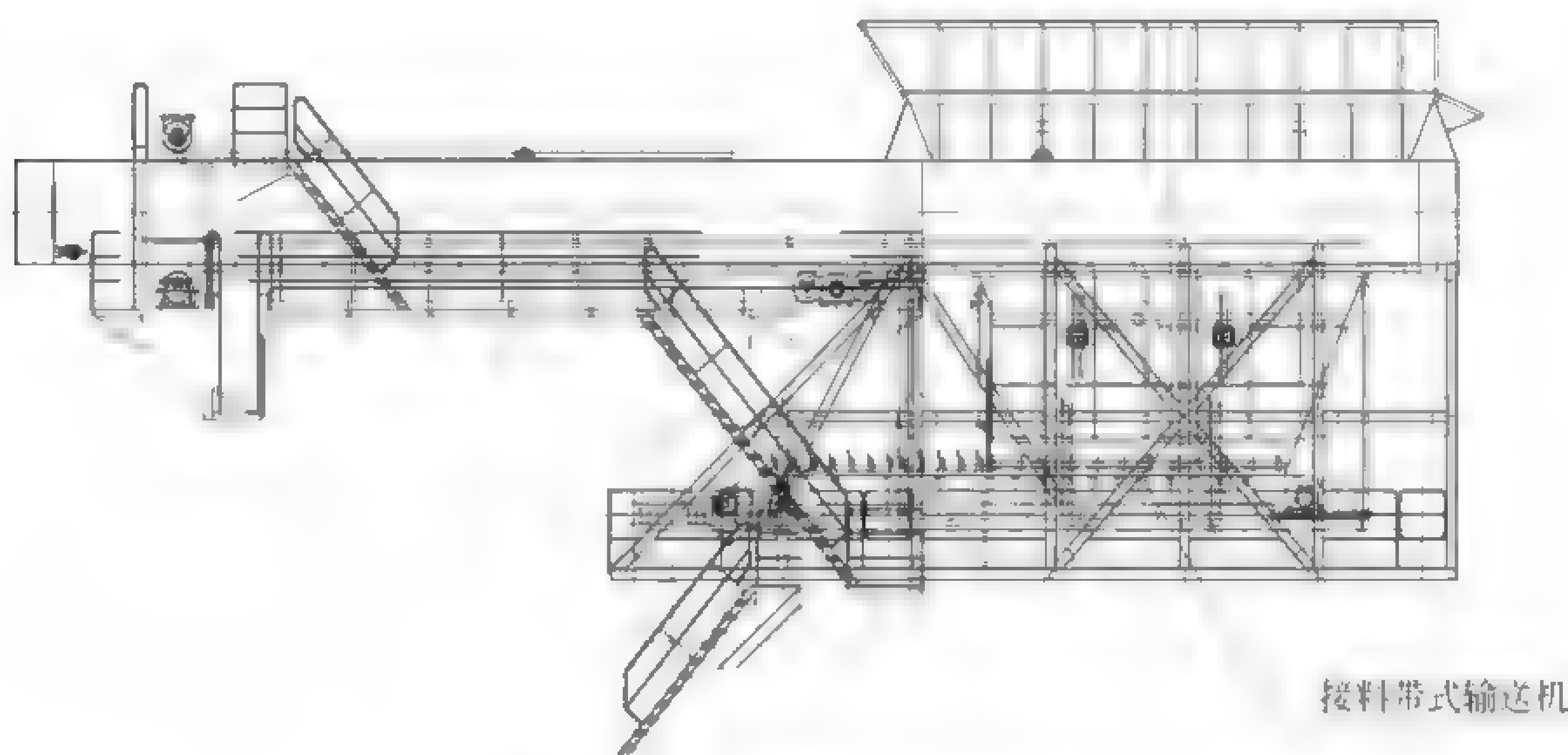


图 1-68　接料带式输送机给料系统

不作业时放下呈垂直状态。驱动方式可以采用卷扬机构，也可以采用电动推杆，如图 1-69 所示。

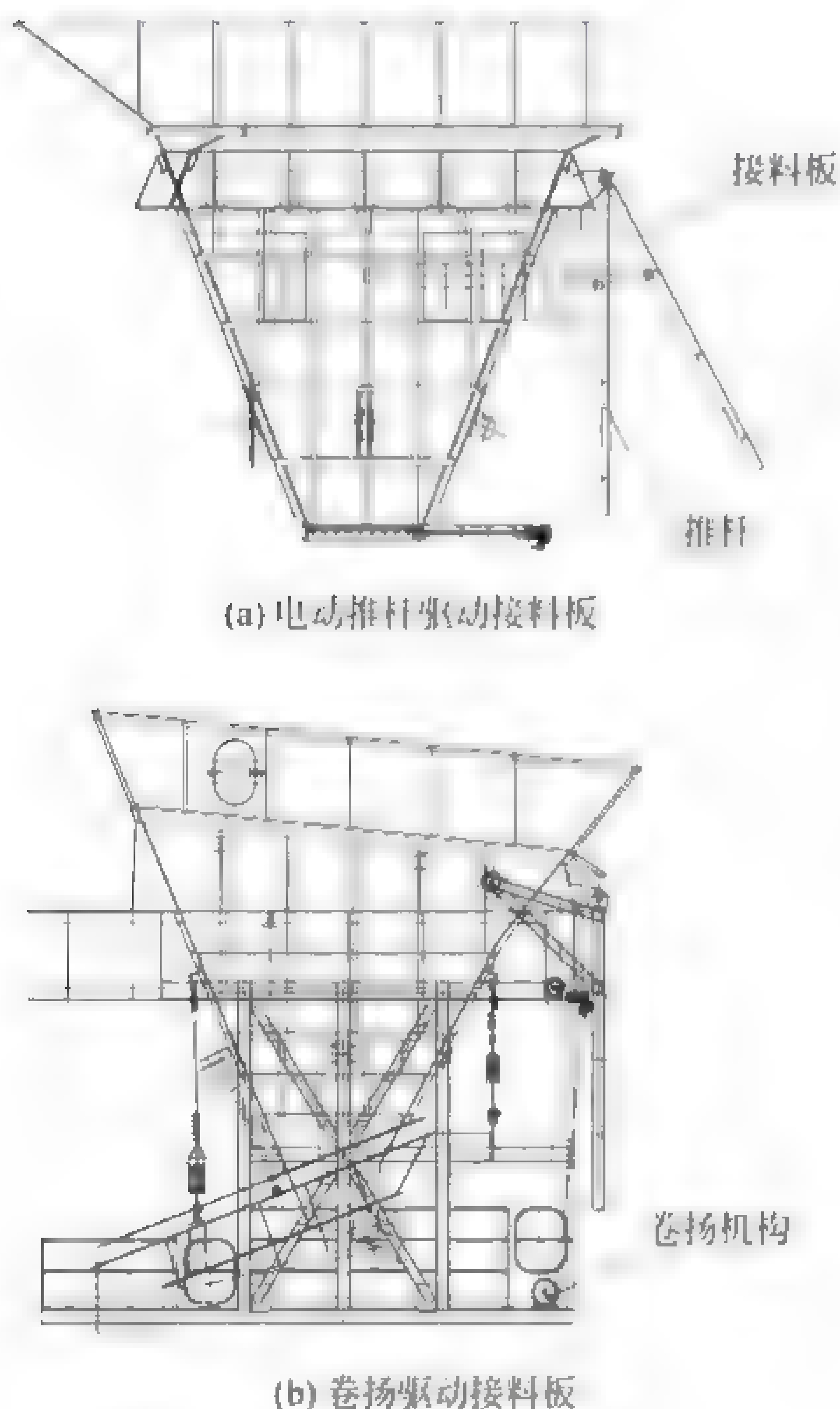


图 1-69　接料板系统

2. 输送系统

料斗下方的输送系统，应根据物料的种类的不同，选择不同的输送系统。大豆、粮食类选择埋刮板输送机；煤炭、木片选择带式输送机。木片带斗门座起重机一般选择两条带式输送机，一条在料斗下方，作为接料带式输送机；一条在接料带式输送机的下方，进料口与接料带式输送机的输出料口连接，出料口与码头地面输送机连接。

根据用户后方的工艺路线不同，带斗门座起重机可以在门架跨内卸料，也可以在门架的后方陆侧卸料；可以是单点卸料，也可以是两点或多点卸料。固定式带式输送机最多只能是两点卸料，用分叉溜筒分别卸到不同的输送机构。移动式的带式输送机可以为多点料斗卸料，通过伸缩式带式输送机来实现。埋刮板机可以任意设置单点或多点卸料。

埋刮板采用链条传动，传动链条采用套筒滚子链，驱动装置包括电动机、减速机、带弹性联轴器的液力偶合器、大小传动链轮与驱动架等。设计要保证物料能顺利地进行水平运输，不能产生浮链现象。各接口法兰处应密合，以防雨水渗入机槽。埋刮板输送机顶部全长设防雨罩棚。在刮板上须设一定数量的清扫装置，以保证物料在输送过程中能将输送机底部的物料干净地运走。卸料口设清扫装置，能清扫牵引链条上的剩余物料。

无论是哪种输料方式，都必须设置必要的保护装置，如埋刮板输送机应设防堵传感器、

断链开关、紧急拉线开关等安全装置。带斗门座起重机的输料系统生产率应不小于整机抓斗生产率。

3. 除尘装置

带斗门座起重机一般均要求设有除尘装置。煤炭、矿石可以采用喷淋除尘，大豆、粮食、木片不能采用喷淋除尘，须采用干式除尘。一般在料斗口、各落料点设置除尘点，要求除尘效果可靠，满足环保要求。所集粉尘必须回到料斗或系统中。

除尘装置与起升、变幅连锁，当抓斗在料斗上方卸料时，除尘装置自动工作并延时一段时间后关闭。

4. 摄像系统

带斗门座起重机由于自身带有料斗，且为了缩短循环时间，料斗尽量伸出距离长一点，以便减少变幅行程，所以虽然司机室登高眺远，但视线还是有影响。为了安全作业，司机可以随时观察到舱内、机房内、输送系统、各卸料口的状况，一般带斗门座起重机都配有一套摄像系统，以帮助司机安全操作，提高装卸效率。

摄像系统可以根据港口的要求和经济实力来配备，但至少象鼻梁头部须设置有一个点，其他如机房、卸料口等位置可根据需要设置。

1.4　多用途门座起重机

多用途门座起重机是通用门座起重机的一种变型产品。它的基本构造和通用门座起重机相似，具有起升、变幅、回转、大车运行四大机构及臂架系统、人字架及平衡系统、转台和门架结构等。多用途门座起重机与通用门座起重机的最大不同点在于它拓展了装卸多种货物的功能，可按工作需要配置相应的吊属具，如集装箱吊具、吊钩、抓斗、电磁吸盘等，进行集装箱、件杂货、散货和废钢铁等货物的装卸作业。同时它解决了通用门座起重机进行集装箱装卸作业存在的集装箱摇摆与晃动、人工开吊具旋锁不安全、集装箱不易对位放置、效率低等问题，同时还考虑了快速更换不同属具的特殊要求。

1.4.1　类型

为了满足不同场合和工况的工作需求，多用途门座起重机有多种类型。目前一般按其装卸货物的种类和臂架系统的结构形式分为两大类。

1. 按装卸货物种类分类

1）以装卸集装箱为主，兼顾重大件和杂货的多用途门座起重机

该类型起重机所用装卸属具为集装箱专用吊具和吊钩。起升机构可采用一套双联卷筒绞车系统，也可以采用两套具有同步功能的双联绞车系统，来实现集装箱吊具和吊钩工况的装卸作业。

2）以装卸集装箱为主，兼顾重大件、杂货和散货的多用途门座起重机

该类型起重机所用装卸属具为集装箱专用吊具、吊钩和抓斗。起升机构必须采用双绞车双联卷筒系统。集装箱吊具或吊钩作业时，绞车系统保持同步上升或下降运行；抓斗作业时，两绞车系统可以分别运行。

以上两种类型起重机的臂架系统象鼻梁头部滑轮布置有所不同。为了装卸集装箱，一般采用四根起升钢丝绳，分四角与集装箱吊具连接。为此，臂架系统象鼻梁端部滑轮分布于前后左右四处，相互之间有一定的距离。对于不使用抓斗的多用途门座起重机，臂架系统象鼻梁端部前后四只滑轮的位置均为固定式。不管使用何种吊具，四根起升钢丝绳，两根通过前面左右两滑轮与吊具相连，另外两根通过后面左右两滑轮与吊具相连。对于需使用抓斗的多用途门座起重机，在象鼻梁端部装有四个滑轮，在其后下方滑轮动臂上固定着两个后滑轮。在吊运集装箱时，通过滑轮动臂后摆使两个后滑轮被拉起处于所需要的位置上。四根起升绳的内侧两根绳经过象鼻梁前面两内侧滑轮，再绕向因动臂后摆处于后下方的两滑轮，然后向下与吊具相连；两外侧起升绳经象鼻梁前端两外侧滑轮，向下直接和吊具相连。

当使用吊钩或抓斗时，动臂和后滑轮一起向前摆动。四根起升绳均通过象鼻梁前端四只滑轮向下直接与吊钩或抓斗连接。

2. 按臂架系统结构形式分类

1）四连杆组合臂架多用途门座起重机

四连杆组合臂架多用途门座起重机的臂架结构具有特别的构造形式，除了原有的通用门座起重机四连杆组合臂架的各种结构外，同时在象鼻梁下另设小四连杆机构，以保证四分支钢丝绳前后两两拉开且四个滑轮轴中心在变幅过程中实现水平位移。图1-70所示为四连杆组合臂架多用途门座起重机。

2）单臂架多用途门座起重机

单臂架多用途门座起重机的臂架系统结构简单，臂架头部钢丝绳滑轮的布置与通用门座起重机相同，可以方便地实现集装箱单点吊具、吊钩和抓斗的互换作业。图1-71所示为单臂架结构多用途门座起重机。

以上不同臂架系统的多用途门座起重机各自具有优缺点。组合臂架多用途门座起重机在变幅过程中吊货钢丝绳的长度不随幅度位置的变化而变化，作业稳定，尤其在吊集装箱时，由于悬臂梁头部小四连杆与四个滑轮相互拉开距离，使集装箱及吊具的合成重心落在拉开的四个吊点范围内，吊具和集装箱比较平稳。但臂架结构系统复杂，整机自重量大，造价高。单臂架多用途门座起重机结构简单、自身质量小、轮压低、造价省，其缺点是起升钢丝绳悬垂长度较大，且由于几乎同一切面内向下引出的起升钢丝绳与吊具相连接，吊具和集装箱的合成重心经常超出四个吊点连线范围之外，造成集装箱吊具易于摇摆晃动，集装箱作业时对位困难，作业效率较低等。

1.4.2 机型特点

多用途门座起重机与通用门座起重机相比较，具有以下突出的特点：

（1）可配备20ft和40ft集装箱用伸缩式吊具或子母式吊具，并可在操纵室控制集装箱吊具旋锁的启闭、回转及导板的起落。

（2）变幅时，集装箱不仅能基本保持水平位移，且吊具平面也基本能保持水平位移，从而有效减少变幅功率，有利于集装箱准确进出集装箱船货舱格栅导轨和堆码作业，提高作业效率。

（3）回转时，通过门座起重机与吊具反向同步回转，可保证在装卸船或装卸车状态集装箱纵向轴线与起重机轨道平行，以利于集装箱对车对位。

（4）集装箱吊具回转时，起升钢丝绳呈立体几何的布置，从而能产生抵抗吊具回转的力矩，以减少吊具水平转摆，利于对位。

（5）在集装箱内货物装载重心出现偏移的情况下，起重机吊具具有重心自动调节的能力，从而不使集装箱产生过大偏斜。

（6）起升速度调速平稳，低速稳定性好，启、制动平稳，避免吊具与集装箱或集装箱与集装箱之间的冲击。

（7）能迅速方便地更换集装箱吊具、吊钩和抓斗等。

多用途门座起重机与岸边集装箱起重机相比，具有以下特点：

（1）能更好地适用中小型多用途码头和中转站货场，而岸边集装箱起重机适用于大中型专用集装箱码头。

（2）定点装卸的范围为扇形面，岸边集装箱起重机定点的装卸范围为直线，须靠大车频繁移动来扩大装卸范围。

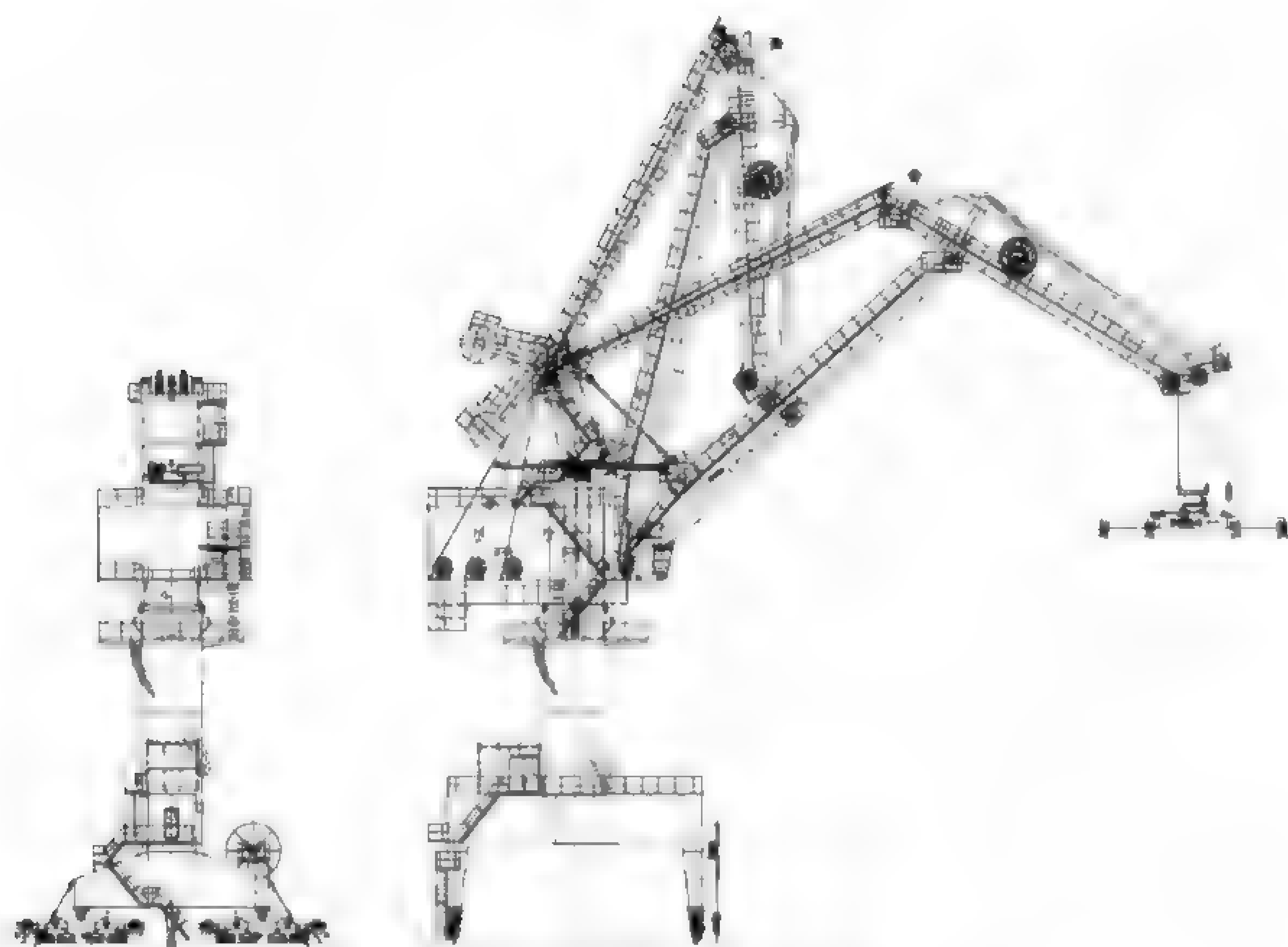
（3）装卸作业时需操作起升、变幅与回转三个工作机构，而岸边集装箱起重机工作时主要操作起升与小车运行两个工作机构，故多用途门座起重机操作较复杂，对司机要求更高。

（4）吊具要作大范围的回转运动，且吊具回转与起重机回转反向同步，而岸边集装箱起重机前后搬运集装箱时吊具不作回转运动，一般只需作±5°水平回转微调。

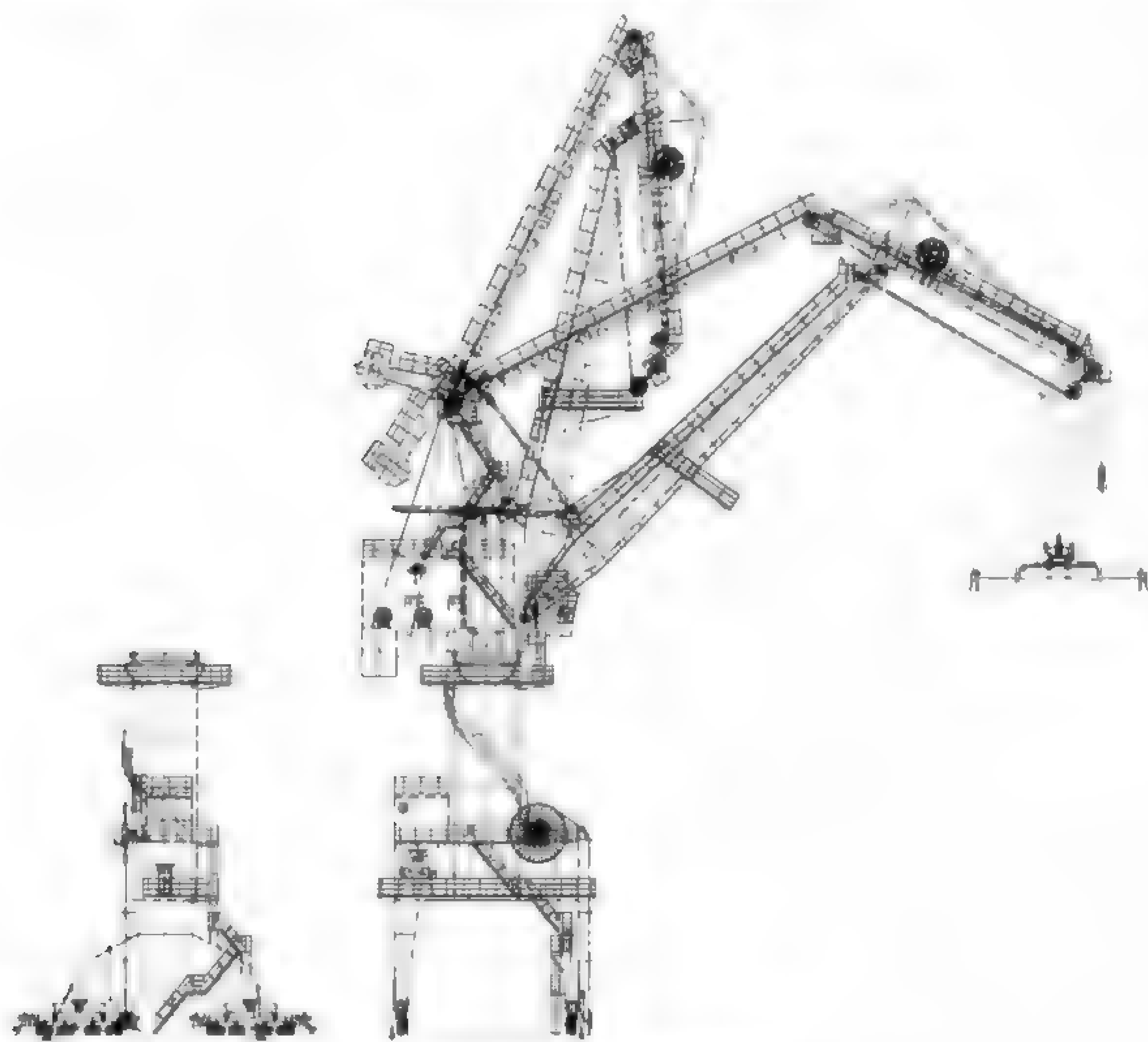
（5）装卸集装箱时，为了保持吊具作水平位移，要增设附加机构，而岸边集装箱起重机不需要。

（6）司机的视野不及岸边集装箱起重机好。

（7）自动化程度比岸边集装箱起重机低，操作比岸边集装箱起重机更复杂。



(a) 端部固定滑轮结构多用途门座起重机



(b) 端部有小四连杆机构多用途门座起重机

图 1 70　四连杆组合臂架多用途门座起重机



图 1-71 单臂架结构多用途门座起重机

(8) 可实现装卸集装箱、件杂货和散货的多用途装卸作业,岸边集装箱起重机一般只能对集装箱和件杂货作业,用途单一,如增加散货作业功能则操作复杂、成本也高。

(9) 造价和基础土建费用都比岸边集装箱起重机的费用低,但装卸效率不如岸边集装箱起重机高。

1.4.3 工作机构

1. 起升机构

1) 起升机构的工作要求

多用途门座起重机与通用门座起重机的起升机构大致相同,但为了满足其多用途作业功能,对起升机构的性能提出了相应的要求。

当多用途门座起重机以装卸集装箱为主、兼顾散货时,则应具有两套既可以单独又能联动的起升机构。为了提高生产效率,也要求起升机构的满载起升(下降)速度与空载起升(下降)速度不同,一般满载为空载速度的 2 倍左右,同时还可以采用恒功率调速控制,即在功率不变的情况下,可根据不同的起重量自动匹配相应的起升速度。为了集装箱对位的需要,起升机构应具有微调性能以及完善的安全保护系统。

2) 起升机构的布置要求

多用途门座起重机的布置与通用门座起重机的布置基本相同,其吊钩、抓斗和其他吊属具的功能要求完全相同,只是集装箱吊具作业时要求起升机构具有良好的同步性。为了方便不同货物装卸时机构的操作,一般不采用通过离合器进行刚性同步的方法,目前均采用编码器位置检测,由电气控制实现双绞车的同步。

2. 变幅机构

1）变幅机构的工作要求

多用途门座起重机的变幅机构与通用门座起重机的大致相同，属工作性机构。在变幅过程中要求货物作近似水平移动。但由于多用途门座起重机的功能要求不同，特别是需要适应四绳吊点分离的集装箱吊具装卸作业，因此变幅时要保持集装箱吊具水平移动，仅依靠原四杆机构还不能实现此要求，需在原四杆机构的基础上，添加附加装置，如小四连杆机构，称其为吊具水平补偿装置。

2）吊具水平位移补偿

(1) 单臂架系统的吊具水平位移补偿

单臂架式多用途门座起重机的起升钢丝绳通过布置在臂架端部同一轴心线上的四个滑轮排成一线，再通过吊钩一点与集装箱吊具连接，因而不存在变幅时造成吊具平面倾斜的问题。但如果集装箱内货物偏载造成集装箱倾斜时，只能依靠吊具自身装设的重心自动调节装置使集装箱保持水平。为了防止在起重机自身回转时吊具的扭摆，可采用加大臂架端部同一轴心线上的四个滑轮间距的办法来解决。

(2) 组合臂架固定滑轮式吊具水平位移补偿

四连杆组合臂架多用途门座起重机在不要求装卸散货的情况下，可采用固定滑轮式吊具水平补偿装置。其起升钢丝绳通过臂架系统象鼻梁前端的四个滑轮与集装箱吊具连接，四个滑轮对称安装在象鼻梁左右前后四处，如图 1-72 所示。

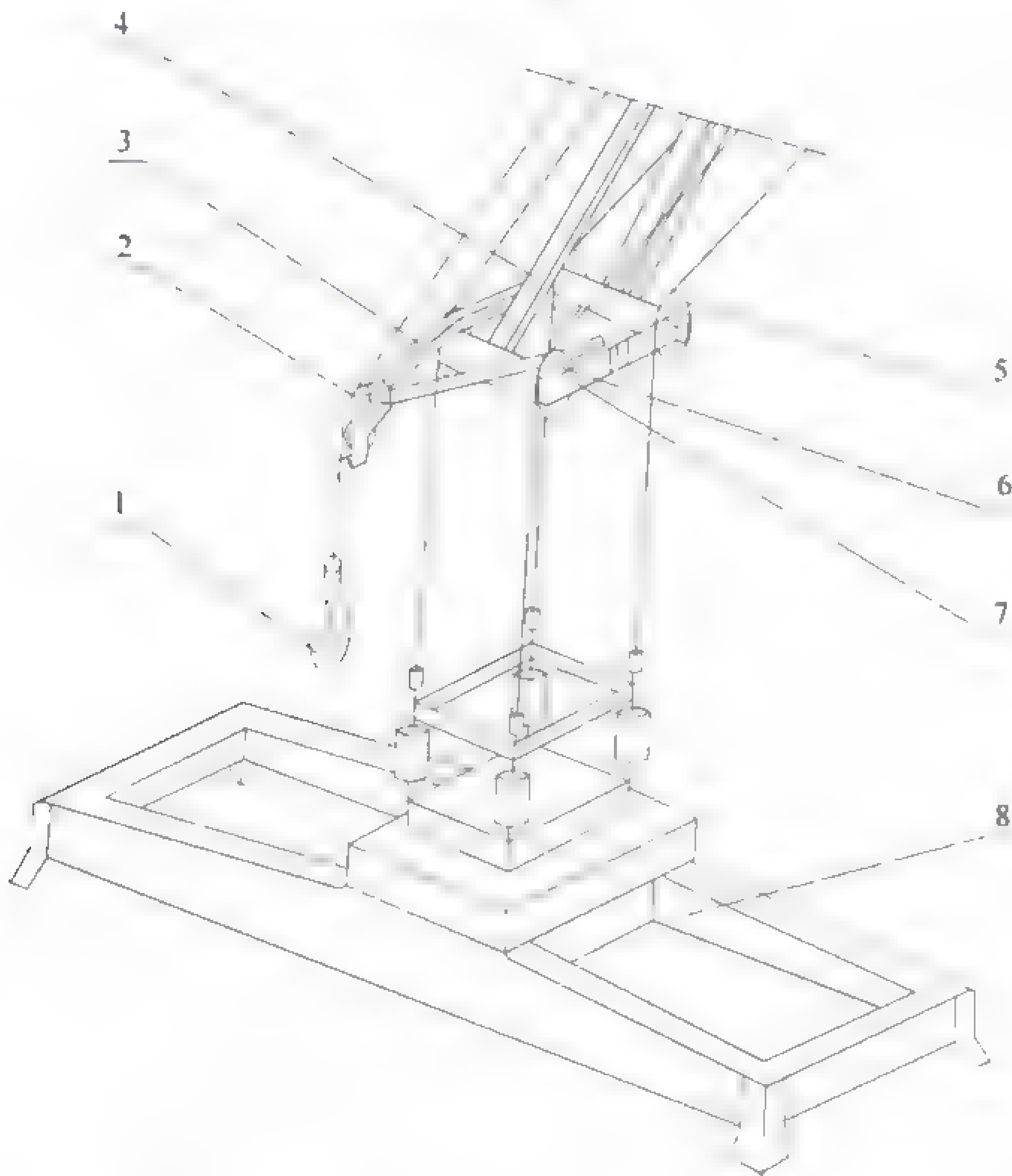


图 1-72　端部固定滑轮式吊具水平补偿装置

1—副钩；2—副钩滑轮；3—副钩滑轮支架；4—象鼻梁；5、6—象鼻梁端部滑轮；7—端部滑轮支架；8—集装箱吊具

象鼻梁端部四个滑轮用滑轮支架分两排固定在象鼻梁的前端，起升钢丝绳通过四个端部滑轮与集装箱吊具连接，前后排的滑轮中心间距一般约为 2m。由于四连杆组合臂

架杆件尺寸不能达到端部前后排滑轮都作水平位移的要求，亦即不能达到集装箱吊具平面的水平位移要求，可采用补偿滑轮的方法解决这一问题。

(3) 小四连杆式的吊具水平位移补偿

组合臂架多用途门座起重机在要求装卸散货的情况下，通常采用小四连杆式吊具水平补偿装置。图 1-73 所示为采用小四连杆式吊具水平补偿装置的多用途门座起重机。它在组合臂架的象鼻梁前段下方另装有一个小四连杆构件，由连杆 1、拉杆 2 与组合臂架的象鼻梁 3、臂架 4 的上端组成。它可随着组合臂架变幅按一定轨迹运动。

图 1-74(a)所示为起升钢丝绳与集装箱吊具连接。图中，滑轮动臂 4 的上端铰接在象鼻梁 3 上，下端安装滑轮。当多用途门座起重机使用集装箱吊具作业时，用电动推杆驱动滑轮动臂 4 向后摆动，滑轮动臂 4 与连杆 1 并拢，动臂滑轮到位后用锁钩定位，四根起升钢丝绳中的两内侧钢丝绳通过象鼻梁端部内挡滑轮 6，经滑轮动臂 4 上的滑轮 5 连接到集装箱吊具后部左右两端。外侧两根起升钢丝绳通过象鼻梁端部两个外挡滑轮 6 直接与集装箱吊具前部左右两端连接。

当多用途门座起重机使用吊钩或抓斗作业时，要求起升钢丝绳与吊钩的连接采用如图 1-74(b)所示的方式。图中，由推杆驱动滑轮动臂 4 向前摆动，动臂上的滑轮 5 与起升钢丝绳脱开，四根起升钢丝绳通过象鼻梁端部四个滑轮 6 直接与吊钩或抓斗连接。

当更换不同装卸吊属具时，滑轮动臂可按要求前后摆动，其动作应在无载情况下进行。集装箱作业时，通过锁钩将滑轮动臂固定，致使满载时滑轮上的支承力由锁钩承受。

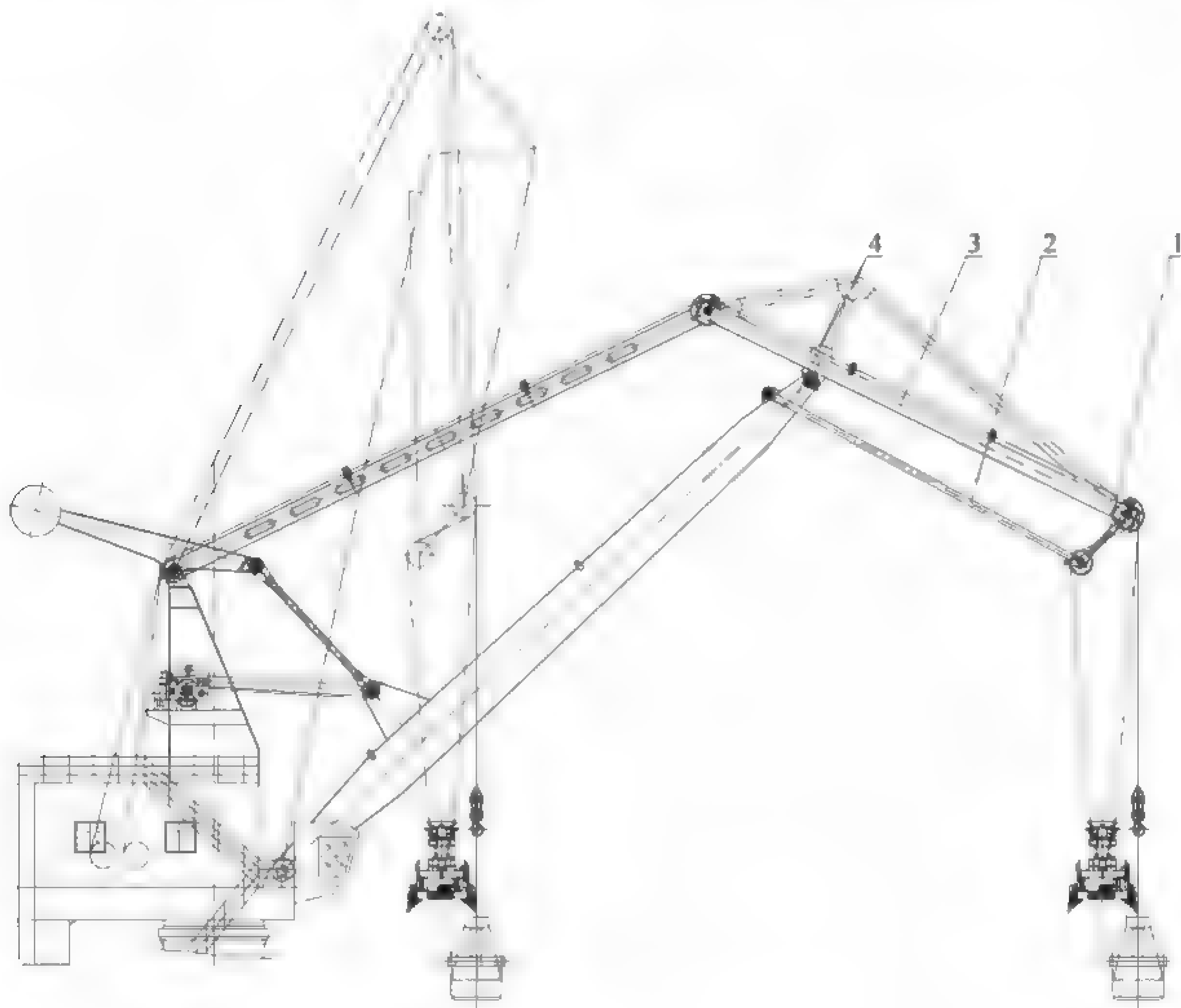


图 1-73 小四连杆式吊具水平位移补偿装置

1—连杆；2—拉杆；3—象鼻梁；4—臂架

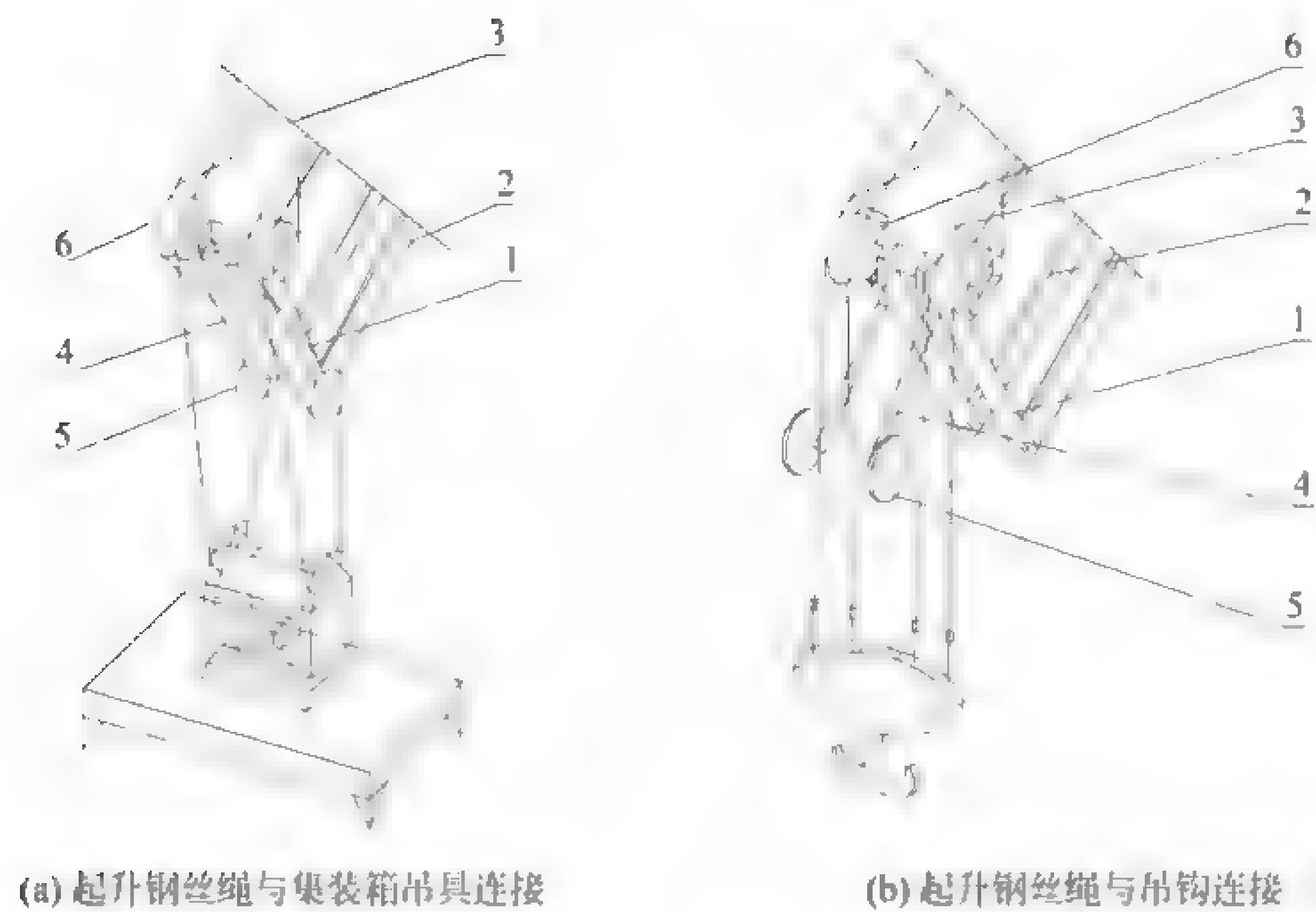


图 1-74　小四连杆式吊具水平位移补偿装置

1—连杆；2—拉杆；3—象鼻梁；4—滑轮动臂；5—动臂端部滑轮；6—象鼻梁端部滑轮

小四连杆的作用是为了补偿动臂滑轮，使其在变幅时也走水平位移，从而保证吊具在变幅时作水平位移。小四连杆构件的几何长度可采用作图法或解析法求解获得。

(4) 柔索牵引式吊具水平位移补偿

多用途门座起重机的另一种集装箱吊具水平位移补偿形式是柔索牵引式，如图 1-75 所示。

该机构也有滑轮动臂，但它无图 1-73 中小四连杆机构的刚性拉杆。滑轮动臂一端套装在象鼻梁端部滑轮轴上，另一端除安装滑轮外，还与牵引钢丝绳 4 连接。起升钢丝绳通过主臂架前端的滑轮导向连接至起升机构 5 上。

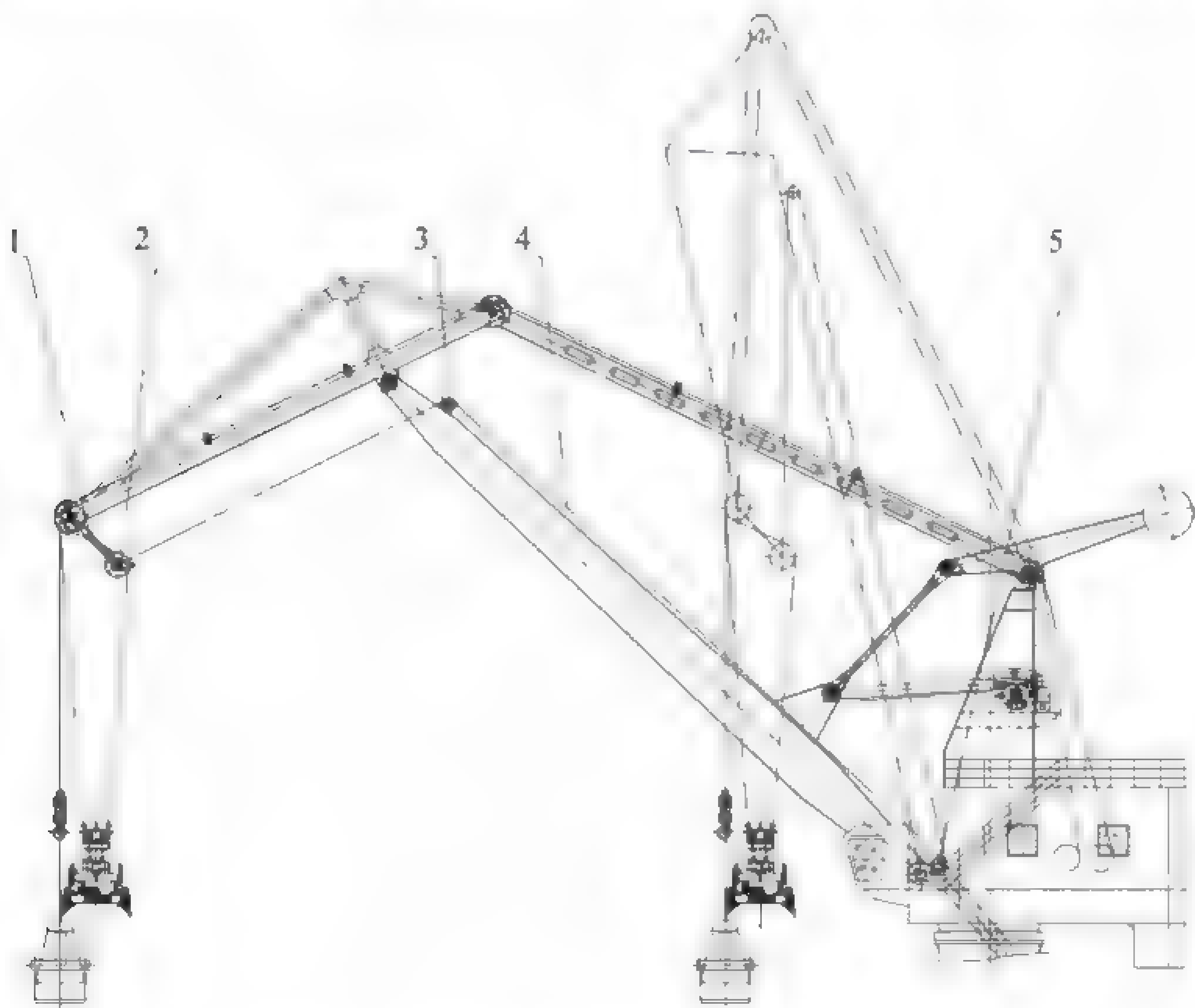


图 1-75　柔索牵引式吊具水平位移补偿装置

1—动臂；2—动臂滑轮；3—固定滑轮；4—钢丝绳；5—起升机构

在变幅过程中，要求固定滑轮到卷筒之间的钢丝绳长度保持不变。

当进行集装箱作业时，起升机构5工作，卷取钢丝绳4，使滑轮动臂向后摆动，当动臂滑轮后摆移动至所要求的位置时，将卷扬卷筒固定。起升钢丝绳的缠绕与图1-73所示相同，四根起升钢丝绳中两内侧钢丝绳通过象鼻梁端部滑轮经动臂上的滑轮连接到集装箱吊具后部左右两端，另外两根起升钢丝绳通过象鼻梁端部两个外侧滑轮，直接与集装箱吊具前部左右两端连接。

当进行重大件、件杂货或散货作业时，将卷扬卷筒的固定解除，放出钢丝绳4，动臂滑轮受自重作用自动离开起升钢丝绳，此时四根起升钢丝绳仅通过象鼻梁端部四个滑轮导向直接与吊钩或抓斗连接。

柔索牵引式吊具水平位移补偿原理与小四连杆机构吊具水平位移补偿原理相似，在图1-73所示的小四连杆机构中，拉杆2在变幅过程中始终受拉，将此拉杆用柔索替代，通过臂架端部导向滑轮形成相似的四连杆机构。臂架端部导向滑轮的位置也可通过作图法或解析法求出，其前提条件为滑轮位置至卷筒之间的钢丝绳长度在变幅过程中保持不变。

起升机构也可在非工作状态下使用，但在满载集装箱作业时，钢丝绳受力较大。为使钢丝绳张力的改变不致影响电动机、减速器和制动器等，在卷筒处装设锁紧和定位装置。该装置应与起升机构的电动机连锁，当锁紧定位装置完全释放时，电动机才能工作。

该种补偿形式可简化臂架上的结构，因滑轮动臂的驱动部分可移至臂架下铰点附近，不但臂架头部重量减轻，维修也更方便。其缺点是当重载时，钢丝绳会弹性伸长，动臂滑轮的精确定位难以保证。当使用一段时间后，钢丝绳会有一定的伸长，从而需进行调整，以保证吊具水平位移的精度。由于钢丝绳只能受拉，不能受压，当大风吹向集装箱，风力使钢丝绳受压时，也可能会引起集装箱的摆动。

1.4.4 吊具

1. 集装箱吊具的技术要求

对多用途门座起重机的集装箱吊具有如下要求：

(1) 装卸不同规格集装箱的功能，应采用伸缩式或子母式吊具。

(2) 回转功能，应能保持与起重机回转机构同步反向回转，以使集装箱始终保持与起重机大车轨道平行，也可单独控制吊具回转。

(3) 具有自重重心自动调节功能。通过安装重心调节装置，确保集装箱始终与地面平行。

(4) 吊具电缆应有快速简便地收放和储存功能。

2. 集装箱吊具的组成

多用途门座起重机的集装箱吊具主要包括回转机构、重心调整装置、吊具本体结构部分和其他辅助装置部分，如图1-76所示。

1) 吊具回转机构

吊具回转机构的作用是：当起重机进行集

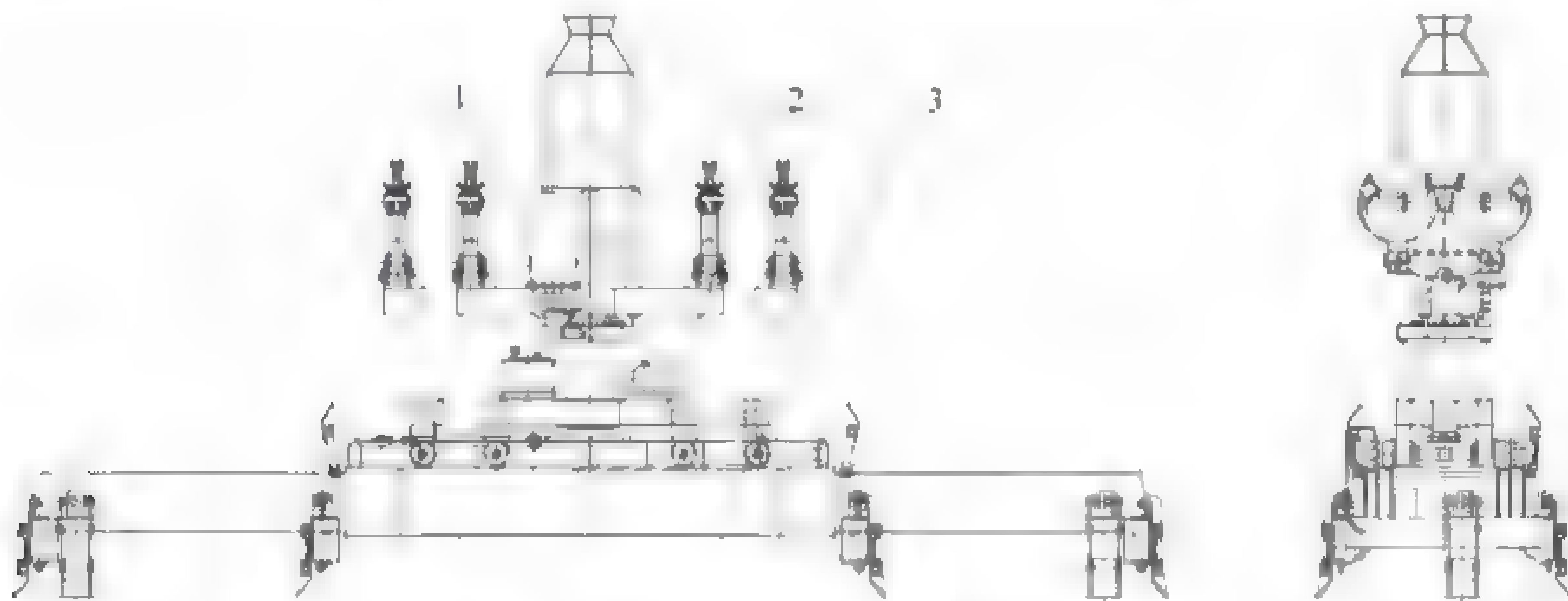


图1-76 多用途门座起重机的集装箱吊具
1—吊具回转机构；2—吊具重心调整装置；3—吊具本体结构

装箱装卸作业时，吊具能保持与起重机作同步反向回转，使集装箱始终处于与门座起重机轨道平行状态，以便于集装箱在船上以及在码头拖车上放置。图1 77所示为起重机与吊具同步回转示意图。

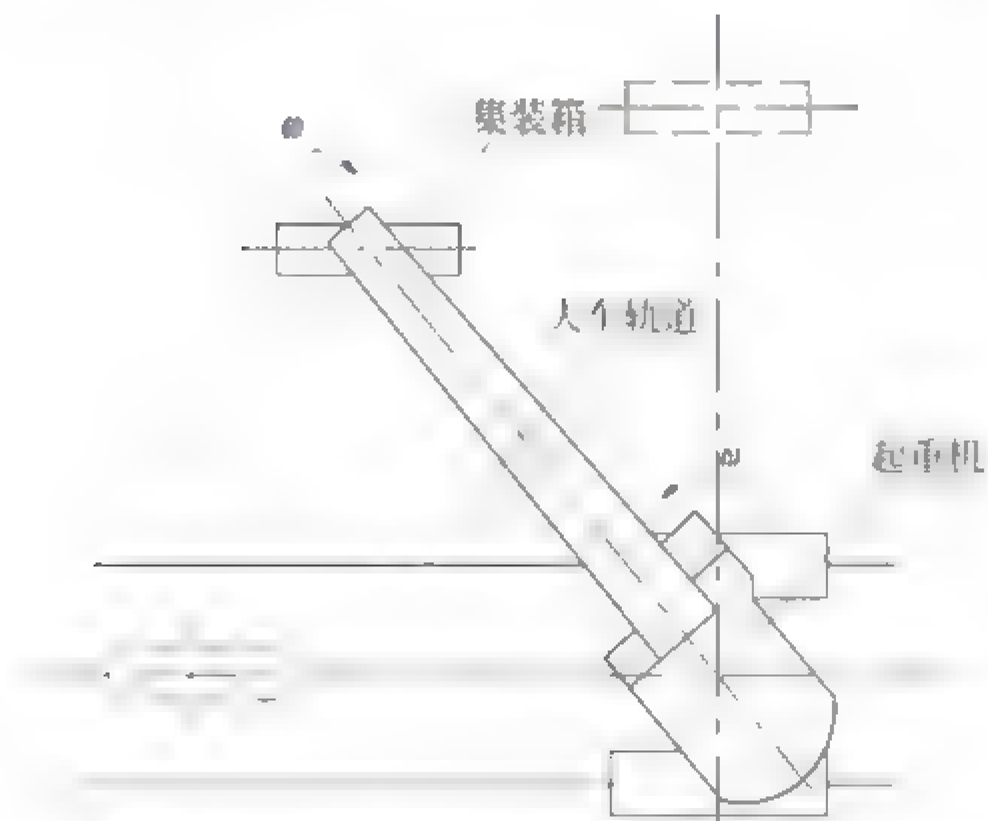


图1-77　起重机与吊具同步回转示意图

吊具回转机构由驱动装置、减速装置、小齿轮和回转支承装置等组成。回转驱动装置可以是电动机，也可以是液压马达，因对吊具有自动跟随要求，故在驱动装置上需安装编码器检测装置。图1-78所示为集装箱吊具回转机构布置图。

2）集装箱重心调节装置

普通门座起重机吊具与岸桥吊具的最显著不同是连接吊点支承面较小，基本可以认为是单点吊。当起吊的集装箱由于偏摆以及所装货物的重心偏移时，集装箱将发生纵向倾斜，从而导致不能正常对箱作业。集装箱重心调节装置可通过检测集装箱倾斜的角度自动调整与吊点的相对位置，从而将集装箱调整到水平状态。

集装箱重心自动调节装置可以采用调平小车或滑移块，通过液压缸推动或传动链驱动，具体构造一般根据吊具的要求确定。

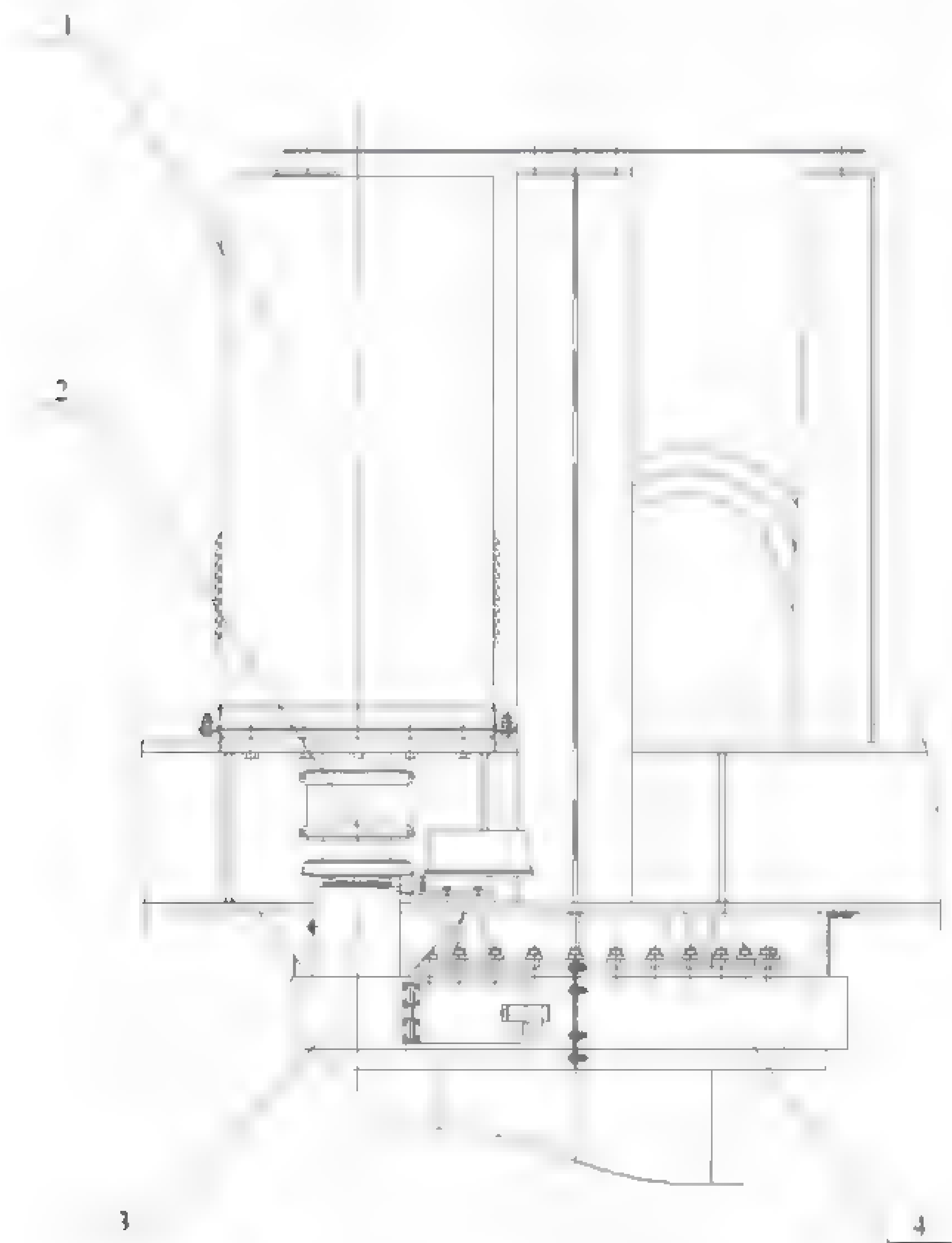


图1 78　集装箱吊具回转机构

1—驱动装置；2—减速装置；3—小齿轮；4—回转支承装置

1.5 相关技术标准及规范

港口门座起重机设计、制造、安装、使用、检查与维护等相关的技术标准与安全规范见表1 22。

表1-22 门座起重机相关标准及规范

序号	编　　号	标准名称
1	GB/T 29560－2013	《门座起重机》
2	GB/T 17495－2009	《港口门座起重机》
3	JT/T 400—2016	《港口门座起重机安全规程》
4	GB/T 17496—2009	《港口门座起重机修理技术规范》
5	GB 6067.4	《起重机械安全规程　第4部分：臂架起重机》
6	GB/T 31052.4—2017	《起重机械　检查与维护规程　第4部分：臂架起重机》

第2章

轮胎起重机

2.1 概述

2.1.1 功能与特点

港口轮胎起重机分通用轮胎起重机和高架轮胎起重机。通用轮胎起重机是一种利用轮胎式专用底盘行走的动臂回转式起重机，由



图 2-1 通用轮胎起重机外形图

上车和下车两部分组成，如图 2-1 所示。其上车为起重作业部分，包括臂架、起升机构、变幅机构、回转机构、平衡配重和转台等；下车为支承和行走部分，上、下车之间用回转支承连接。臂架采用桁架臂结构，吊重时一般需放下支腿，增大支承面，并将机身调平，以保证起重机的稳定。

通用轮胎起重机有如下主要特点：

(1) 采用桁架臂结构，自重轻、刚度大、受力好，中、大幅度的起重能力比伸缩臂结构的起重能力提高 50%以上。

(2) 上车回转速度快，能自由滑转，吊钩能动力升降也能自由下放，起升、变幅、回转三机构可联合作业，效率高。

(3) 轮距宽，稳定性好，车身短，转弯半径小，转移灵活，特别适合场地内频繁移动。带有伸缩支腿，可 360°范围内长时间连续高效作业。

(4) 配备不同的吊具，可进行多种货类作业。

(5) 整机运行速度较慢，臂架不能伸缩，对行驶路面、场地有一定的要求，不适宜远距离移动，因此非常适用于需频繁连续作业、工作区域相对固定、工作量很大的场所，如港口、码头、货场、车站等处的件杂货和散货的装卸作业。

高架轮胎起重机是一种广泛应用于港口集装箱、杂货及散货等吊运的、可方便转场的、多用途起重设备，既有轮胎起重机自由行走的功能，又具有一般门座起重机的功能，可以采用抓斗、集装箱吊具和吊钩进行装卸作业，如图 2-2 所示。高架轮胎起重机主要结构形式是以轮胎起重机的底盘为基础，在回转支承上设有高塔柱，用来支承起重臂、补偿滑轮组、司机

室等装置。补偿滑轮组的采用使该产品具有变幅过程中货物水平移动的功能。除了具有起升、变幅、回转和行走功能外，转场时起重臂和塔柱可以放倒。



图 2-2　高架轮胎起重机外形图

高架轮胎起重机在一定程度上可以替代结构笨重、高耗能的门座起重机和岸边集装箱起重机，促进国内港口起重机的升级换代和节能减排。

高架轮胎起重机有如下主要特点：

(1) 高架轮胎起重机的装卸效率高于港口门座起重机，与岸边集装箱起重机相比，高架轮胎起重机可以回转，能在更大范围内提取集装箱。负载线性制导系统、负载防摆系统、点对点工作模式等控制系统可以协助操作者实现更高的作业效率。

(2) 码头不需建设轨道，工作灵活，适用性强，既可以在码头前沿作业，也可以在后方堆场作业。此外，高架轮胎起重机工作位置转移方便，收放支腿时间短。

(3) 采用柴油机驱动，同时备有电力驱动。在进行长期作业时，可外接动力电源，实现全电力驱动，降低使用成本。

(4) 采用了桁架结构起重臂，整机自重比相同性能的轨道式起重机轻，可以节约大量钢材和作业时的能源消耗。

(5) 工作级别和工作速度高，调速性能好。电力驱动时采用直流调速，液压驱动时采用容积调速。设有使钢丝绳在卷筒上实现单层缠绕的双驱动起升机构，起升时能实现轻载快速和重载慢速。

(6) 起升钢丝绳设有补偿滑轮组系统，货物在臂架变幅过程中可保持水平移动，降低了重物在变幅过程中所需功率。

(7) 通过不同的吊属具(吊钩、集装箱吊具、抓斗)可实现多功能作业，满足不同工况需求，适用性强。

2.1.2　国内外发展现状

高架轮胎起重机于20世纪50年代中期开始出现，国外高架轮胎起重机生产厂家主要有高华(GOTTWALD)和利勃海尔(LIEBHERR)两家。1956年高华公司生产出世界上第一台高架轮胎起重机。

近年来，全球高架轮胎起重机需求量保持稳定。高华公司在高架轮胎起重机市场上居领先地位，已经累计生产1200多台高架轮胎起重机，销往世界上90多个国家，2006年和2007年的销售量分别为82台和96台。利勃海尔高架轮胎起重机已经在世界上70多个国家投入使用。2012年4月，利勃海尔公司向海洋投资公司(SEA-invest)交付了其第1000台高架轮胎起重机。2007年和2008年其销售量最大，分别为98台和102台。该公司的LHM280和LHM550机型分别获得2009年和2010年度国际散货杂志颁发的“年度起重机奖”。

中国研制港口通用轮胎起重机是从20世纪70年代开始的，早期具有代表性的产品是16t电动轮胎起重机。

随着20世纪80年代经济的快速发展，港

口物流的吞吐量迅速攀升，大量国外先进的轮胎起重机不断进入中国市场，典型的代表产品如日本住友公司的 UC 25 型机械传动式轮胎起重机，石川岛公司的 CCH2 80 WE 型液压轮胎起重机和德国产的 633M 型液压轮胎起重机。当时这些国外产品不论是性能、质量、作业效率上都超出国内同类产品许多，迅速占领了国内主要港口的绝大部分市场份额。该类产品的引进推动了国内港口装卸能力和效率的大幅提高，给国内港机制造业带来严峻挑战的同时也带来了发展机遇。

90 年代起，中国的轮胎起重机自主品牌一直在困境中不断努力发展。随着国内制造业水平的快速提升，主要零部件供货环境不断改善，国产轮胎起重机的产品质量和性能也有了大幅度提高，在国内主要港口中的市场占有率也在逐年攀升。国产轮胎起重机不仅性价比高，而且比进口机型有更好的适应性，服务和配件供应及时。目前，国内一线厂家的产品不仅已占据国内市场的大部分份额，也已出口到欧、美、亚、非等地的许多国家。

红光港机是我国最早进入港口轮胎起重机市场的制造厂之一，该厂在 20 世纪 80 年代后期就已向市场推出了 16t 级内燃电动式轮胎起重机，迄今为止已有 8 种产品，起重量有 8，16，25，50t 等 4 个级别。近年来该厂开发的采用 VR-MC 传动、PLC 控制的直流调速轮胎起重机，使我国内燃电动式轮胎起重机产品跨上一个新的台阶。

哈工机械在 90 年代初与港口开展合作，以其在液压起重机领域的技术优势，研制出国内首台 QLY 25 型全液压轮胎起重机，开始进入港口轮胎起重机市场。到目前为止，产品已形成三个系列 17 种机型，起重量有 25，32，40，50，65，70，90t 等 7 个级别，动力类型覆盖燃油、天然气、油电混合动力。

京城重工在 90 年代末完成了 25t 液压轮胎起重机的研制并开始进入港口市场，2008 年又推出 55t 级液压轮胎起重机，目前有 25t 和 55t 两种级别。

三一重工于 2008 年起加入到轮胎起重机的制造行列，到目前为止，已推向市场 5 种机型，起重量有 25，35，50t 等 3 个级别。

宜昌力道于 2009 年开始进入港口市场，依托高校的研发技术能力，在油电混合动力型轮胎起重机方面具有一定的优势，目前已推向市场的产品有 4 个系列，起重量有 16，25，30，36，40，50，60t 等 7 个级别。

2.1.3 构造及工作原理

轮胎起重机是使用轮胎式底盘行走的动臂全回转起重机，由上车和下车两部分组成。从总体构造看，高架轮胎起重机的上车部分与门座起重机相似，但其整车构造与通用轮胎起重机有较大的差别，以下将重点介绍港口通用轮胎起重机的构造和工作原理。

通用轮胎起重机的上车包括转台、臂架、平衡配重等，如图 2-3 所示。臂架的结构形式为桁架臂，刚性好、自重轻，用钢丝绳滑轮组变幅，臂架由臂根节、臂头、标准节构成，通过加装标准节可实现若干种臂架长度。臂架、动力系统、司机室、变幅机构、起升机构、回转机构、人字架、平衡配重等都安装在转台上，转台通过回转支承连接在下车回转支承座上。

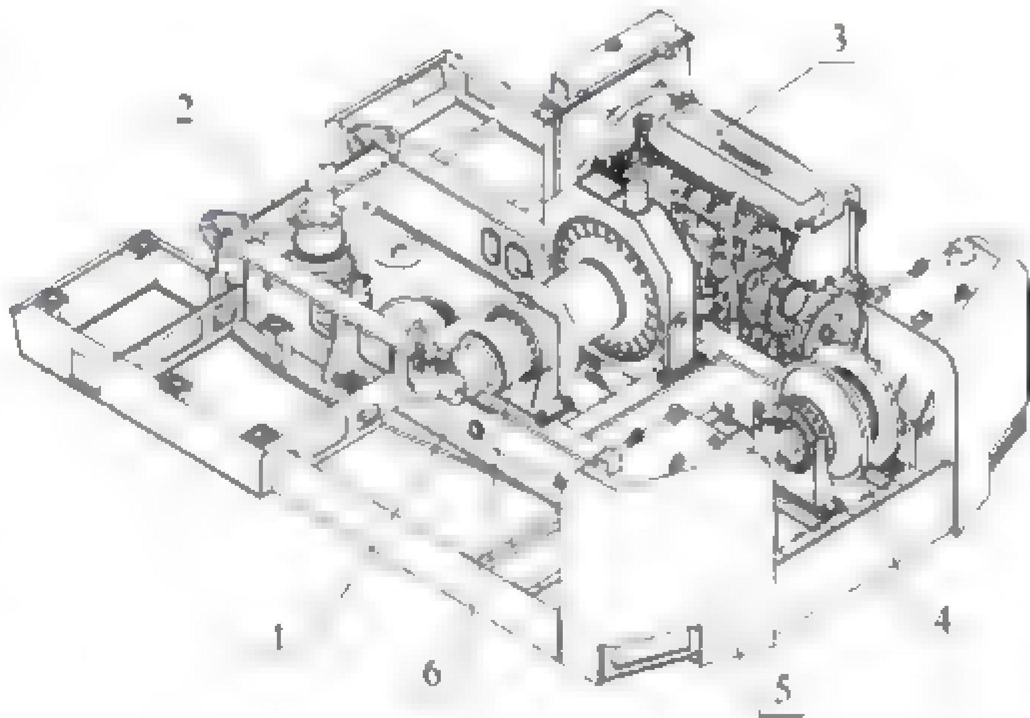


图 2-3 上车机构布置示意图
1—转台；2—回转机构；3—发动机；
4—变幅机构；5—平衡配重；6—起升机构

下车采用专用底盘，前桥转向，后桥驱动，车身短，轮距较宽、稳定性好、转弯半径小，作业移动灵活，可在 360°范围内工作。为了保证安装作业时机身的稳定性，起重机底盘设有四个可伸缩的支腿，如图 2-4 所示。吊重时伸出

并降下支腿，增大支承面，并可将机身调平，以保证起重机的稳定性。

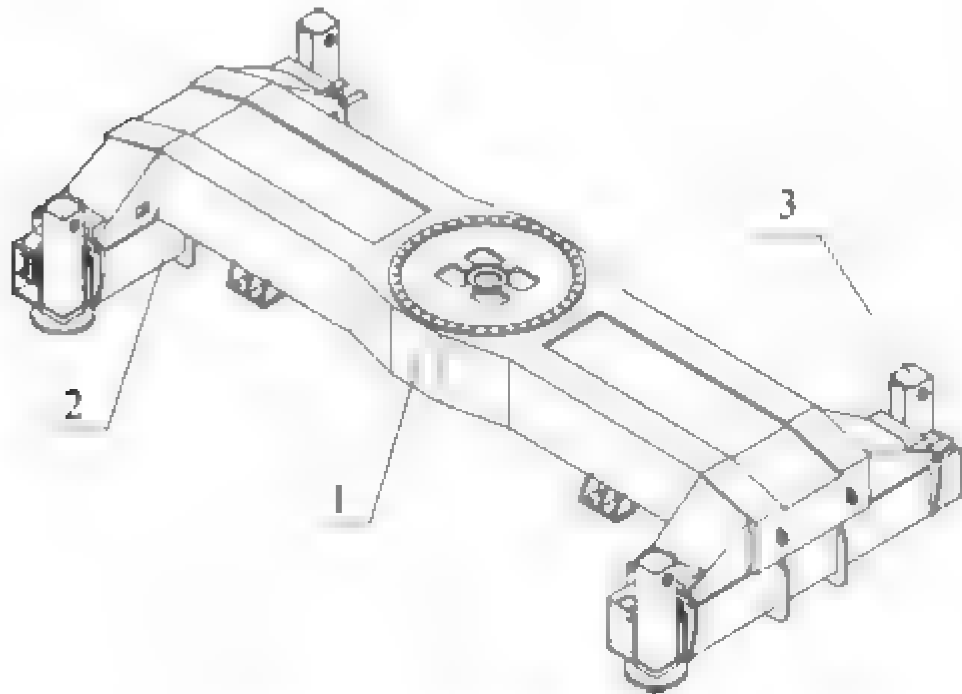


图 2-4 底盘结构示意图
1—车架；2—支腿固定套；3—H 形活动支腿

工作机构的主要传动形式有机械式、液压式和电动式。机械式由于其结构复杂，近些年已基本不再生产。液压式具有结构紧凑、元件体积小、自重轻、传动平稳、高效、工作可靠和易于操控等优点，是轮胎起重机的主要发展方向。近年来随着变频技术的发展，电动机构的性能有了很大提高，电动式轮胎起重机展现出较大的发展空间。

轮胎式起重机的起重能力受动臂强度和整机稳定性限制，随工作幅度而变化。为防止超载作业必须装有力矩限制器。

2.1.4 产品结构形式和分类

通用轮胎式起重机根据动力形式分类见表 2-1。

表 2-1 按动力形式分类及特点

名　称	特　点
柴油发动机	以柴油为燃料的动力源输出，港口普遍应用
LNG 发动机	以天然气为燃料的动力源输出，排放低，较柴油机更环保，港口应用范围逐渐扩大
油电混合动力	以发动机为辅助，以场地的动力电网为作业时的动力源输出，无排放，更环保，但对场地配套设施有一定要求

按执行机构的传动形式分类见表 2-2。

表 2-2 按传动形式分类

名　称	特　点
液压传动	用液压驱动将动力传至各执行机构的控制方式
电机驱动	用电机驱动各执行机构动作的控制方式
机械传动	用各类齿轮、传动轴等将动力传至执行机构的控制方式，目前采用极少

2.1.5 基本参数

通用轮胎起重机的基本技术参数主要包括以下几项。

1. 起重量（最大额定起重量）

《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)规定，额定起重量(Q)包括吊钩质量，如使用其他辅助取物装置和吊具（如抓斗、夹钳、电磁吸盘等）时，这些装置的自身质量也包括在起重量内。轮胎起重机的额定起重量在不同的工作幅度时是不同的，操作时应特别注意各起重机制造厂家所提供的产品起重性能表。

表 2-3 是 QLY25B 型轮胎起重机的起重性能表，作为示例，供理解参考。

表 2-3 QLY25B 型轮胎起重机起重性能表

幅度/m	吊臂长度/m					
	9	12	15	18	21	24
3.6	25.0					
4	25.0	24.0	23.5			
5	23.0	22.5	22.0	22.0		
6	18.5	18.3	18.0	17.6	15.8	15.2
7	16.0	15.8	15.5	15.1	13.7	13.4
8	14.0	13.8	13.5	13.5	11.5	11.2
9	12.5	12.0	11.5	11.6	9.8	9.5
10		10.8	10.4	10.2	9.0	8.5
12		9.3	9.1	8.4	7.5	6.8
14			7.5	6.8	5.8	5.5
16				5.6	4.8	4.5
18				4.6	4.2	3.7
20					3.2	3.0
22						2.6

注：粗实线以上的值是由机械强度所限定的，其余值是由起重机稳定性所限定的。

2. 起升高度

起升高度指起重机工作场地地面到取物装置所能到达的上极限位置的垂直距离，单位为米。测量起升高度时，如为吊钩，应以钩口中心为准；如为抓斗或其他容器时，则以吊具最低点为准。当取物装置可以放到地面以下时，其下降距离为下降深度。起升高度和下降深度之和称为总起升高度。

3. 幅度

幅度指起重机的回转中心线与取物装置铅垂线之间的距离。轮胎起重机是通过改变臂架仰角来改变工作幅度的。幅度的常用单位为米。图2-5所示为QLY25B型起重机的起升高度与工作半径图，作为示例，供理解参考。

4. 起重力矩

起重力矩指最大起重量与相应的工作幅度之积。

5. 支腿跨度

支腿跨度指支腿工作时的最大外伸尺寸，它决定着起重机的稳定性。

6. 工作速度

工作速度主要包括起升速度、变幅速度、回转速度和运行速度。额度起升速度是指起升机构的原动机在额定转速下运转时取物装置的上升速度。变幅时间指臂架空载以最高速度从最大幅度到最小幅度起(落)臂所用的时间。额定回转速度指回转机构原动机在额定转速下起重机绕其中心的旋转速度。运行速度指空载时的最高行驶速度。

7. 整机自重

整机自重指工作状态时的整机总重。

2.1.6 主要工作机构

动力传动系统一般由发动机驱动发电机或液压泵，再由电动机或液压马达、液压缸等将电能或液压能转化成机械能来驱动各执行机构工作，实现起重机的作业功能。

1. 起升机构

起升机构通常由原动机(电机或液压马达等)、减速器、卷筒、制动器、离合器、起升钢丝绳、滑轮组、吊钩等组成。原动机经过减速器通过制动器、离合器的匹配接合动作来驱动或制动缠绕着起升钢丝绳的卷筒转动，钢丝绳则通过臂架顶部的滑轮组与吊钩上的滑轮组实现吊钩的起升、下降动作，起升机构示意图见图2-6。

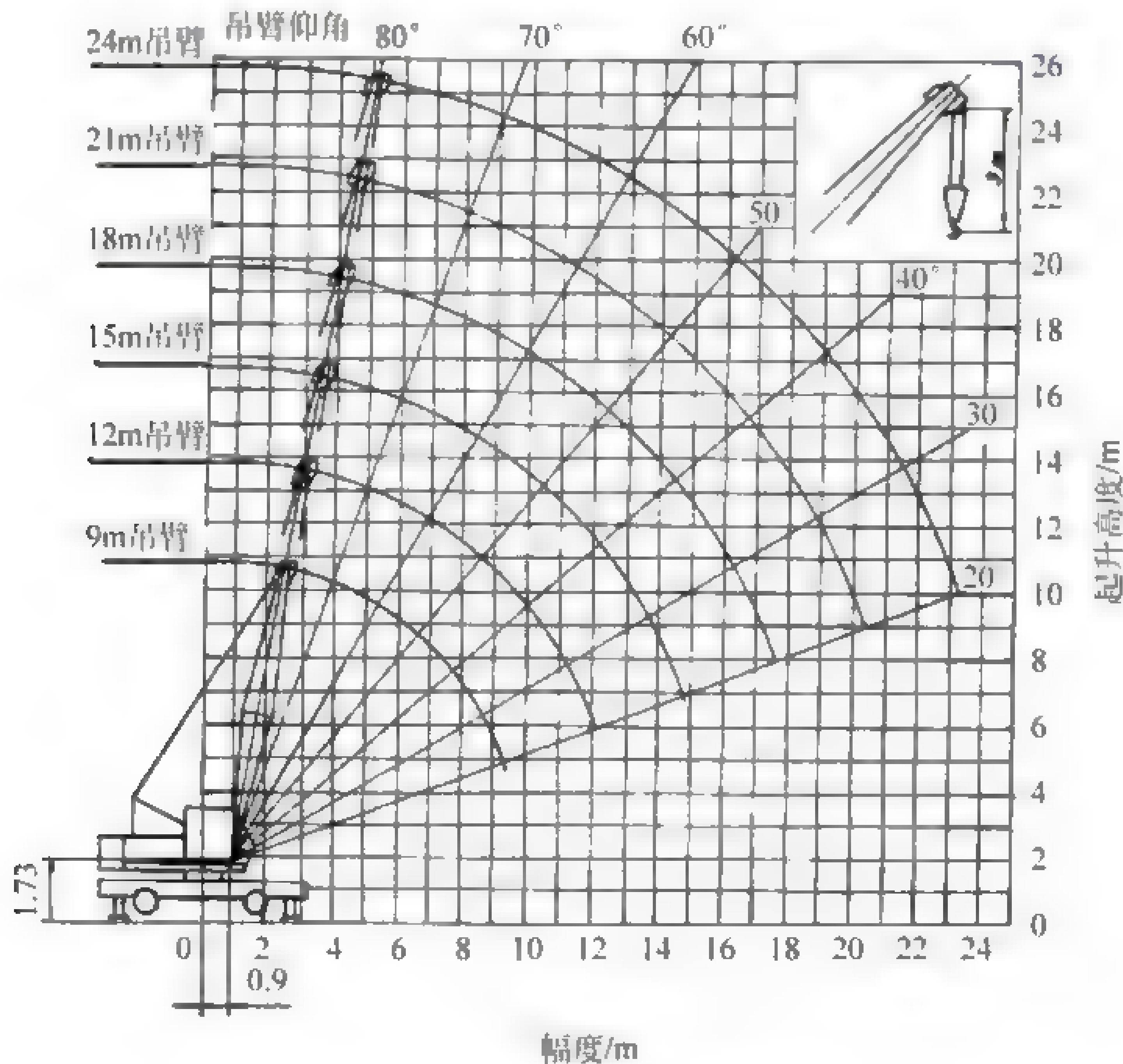


图2-5 起升高度与工作半径图

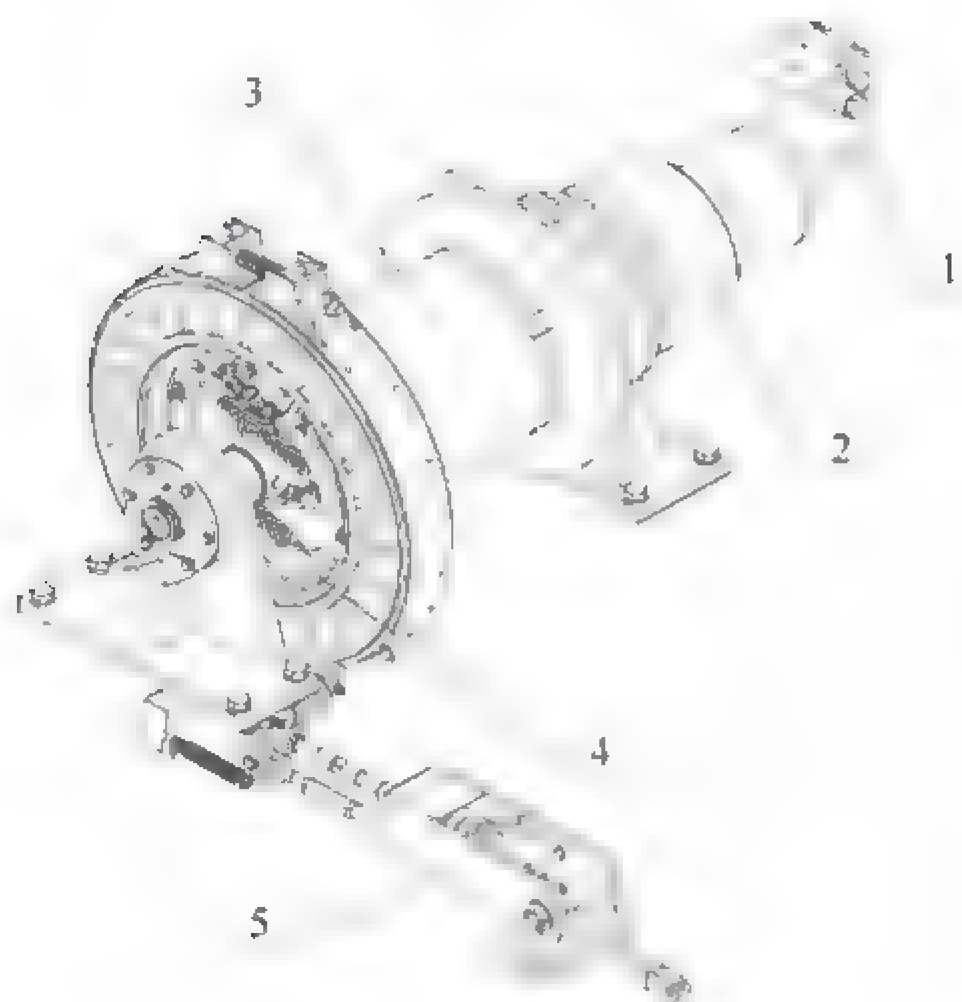


图 2-6 起升机构示意图
1—原动机；2—减速器；3—卷筒；
4—离合器(安装在制动毂内)；5—制动器

2. 变幅机构

变幅机构由原动机(电动机或液压马达等)、减速器、卷筒、制动器、离合器、拉臂钢丝绳、动滑轮组等组成。拉臂绳的一端安装在臂架头部，另一端安装在动滑轮组上，卷筒上的钢丝绳绕装在人字架上的定滑轮组与动滑轮组之间。变幅机构示意图见图 2-7。

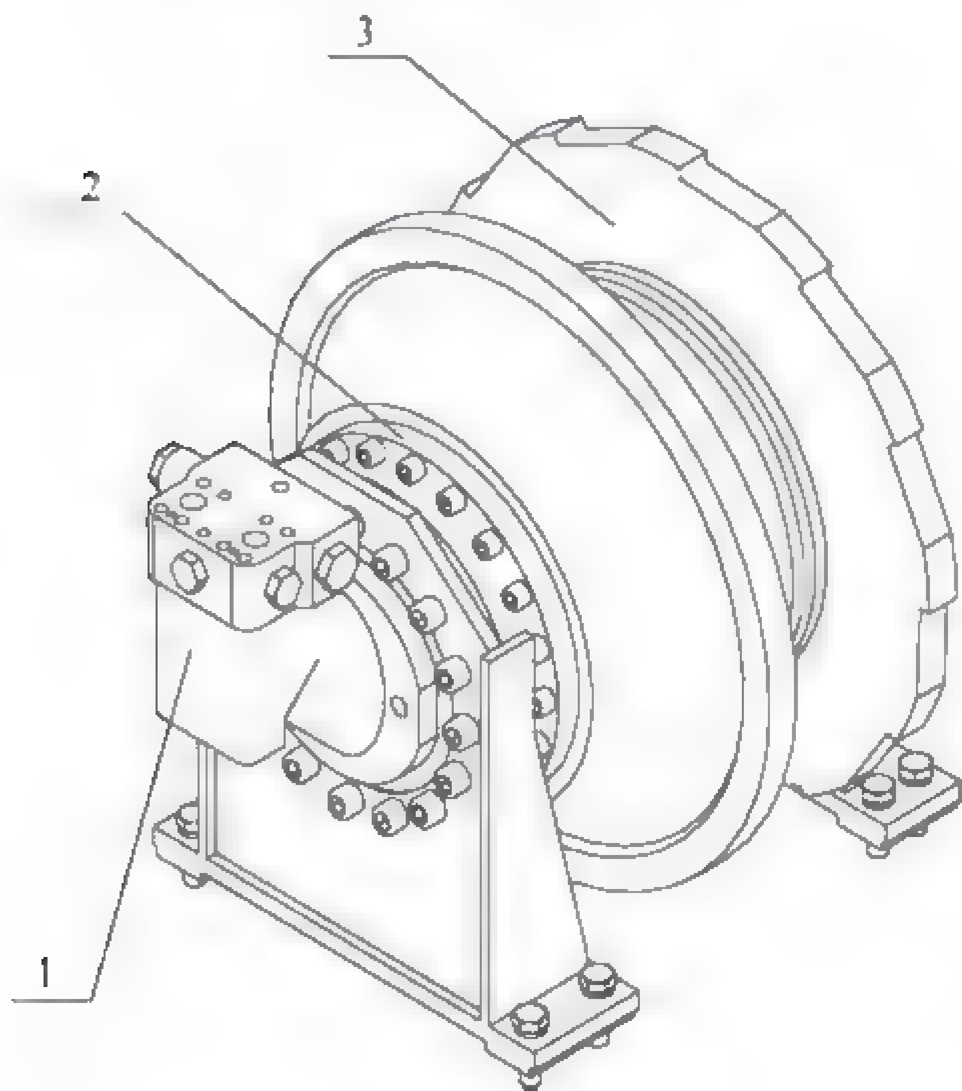


图 2-7 变幅机构示意图
1—原动机；2—减速器及制动器；
3—带有棘轮机构的卷筒

3. 回转机构

回转机构由原动机(电动机或液压马达等)、减速器、制动器、齿轮副等组成。回转机构的作用是连接上下车结构，实现回转、支承、防倾功能。回转支承为转盘式的滚动轴承，带有齿圈的内圈安装在车架上，外圈及回转驱动装置安装在转台上。回转机构示意图见图 2-8。

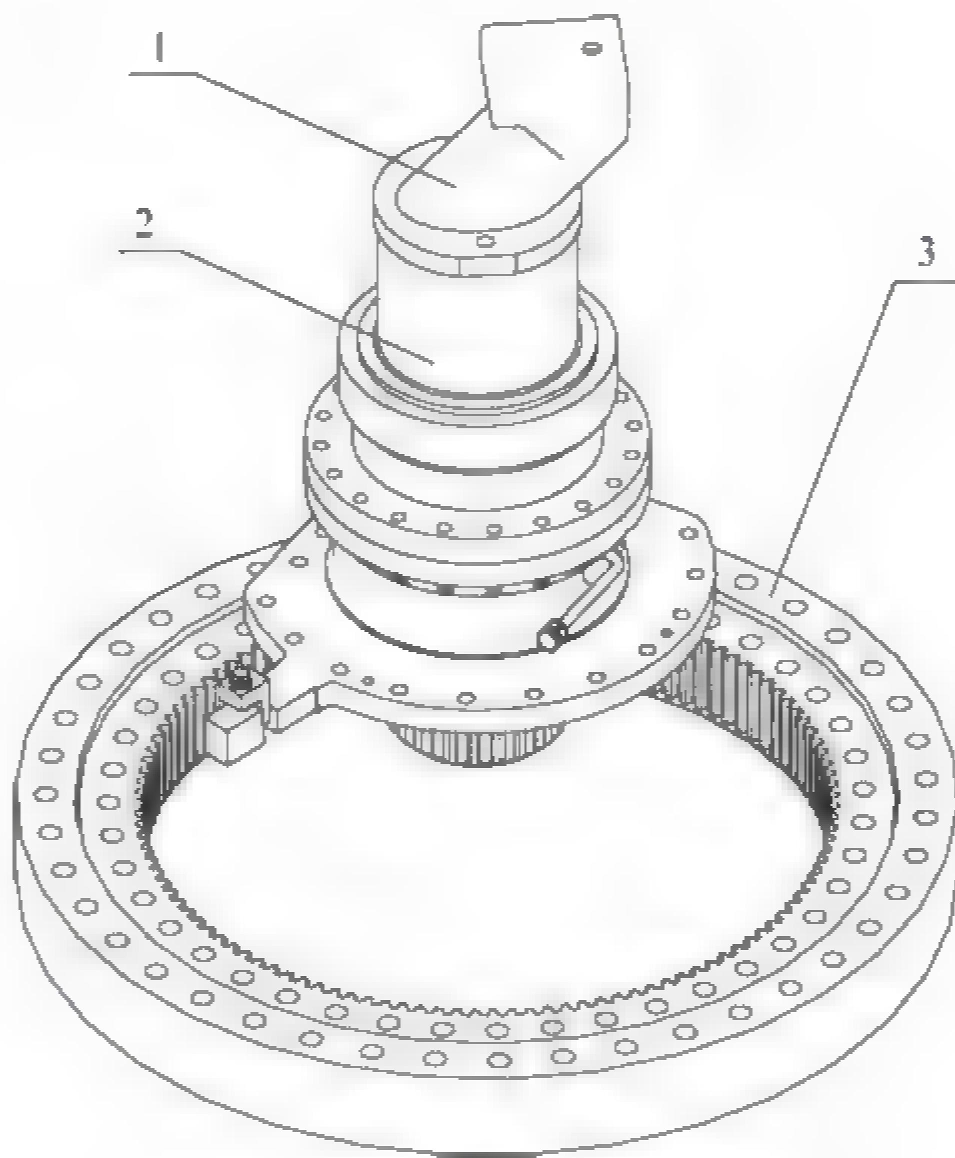


图 2-8 回转机构示意图
1—原动机(电动机或液压马达)；
2—减速箱；3—回转支承

4. 支腿伸缩机构

由手动丝杠或液压缸驱动水平腿和垂直腿的收放动作。

5. 驾驶室

起重机在转台左侧设有行驶和起重操作合一的侧置驾驶室，室内装有冷暖空调。前风窗与顶窗使用大平面挡风玻璃，增加前部和上方视野空间；左侧司机门采用可升降玻璃或推拉窗结构，采用大平面玻璃窗，可推拉式，增强驾驶员操作视野空间；后部增设可视性后推拉窗门，整个驾驶室内部空间宽敞、视野开阔。内饰采用环保材料，座椅、仪表台、操纵机构等按照人机工程布置设计，不仅便于驾驶员整体操作，而且提高驾驶室整体的舒适性。除支腿

操作外，全部动作均可在驾驶室内完成。司机室内在醒目位置上应具有表示起重机各种性能、操作方法和润滑点的标志。驾驶室常见布置示意图见图2 9。

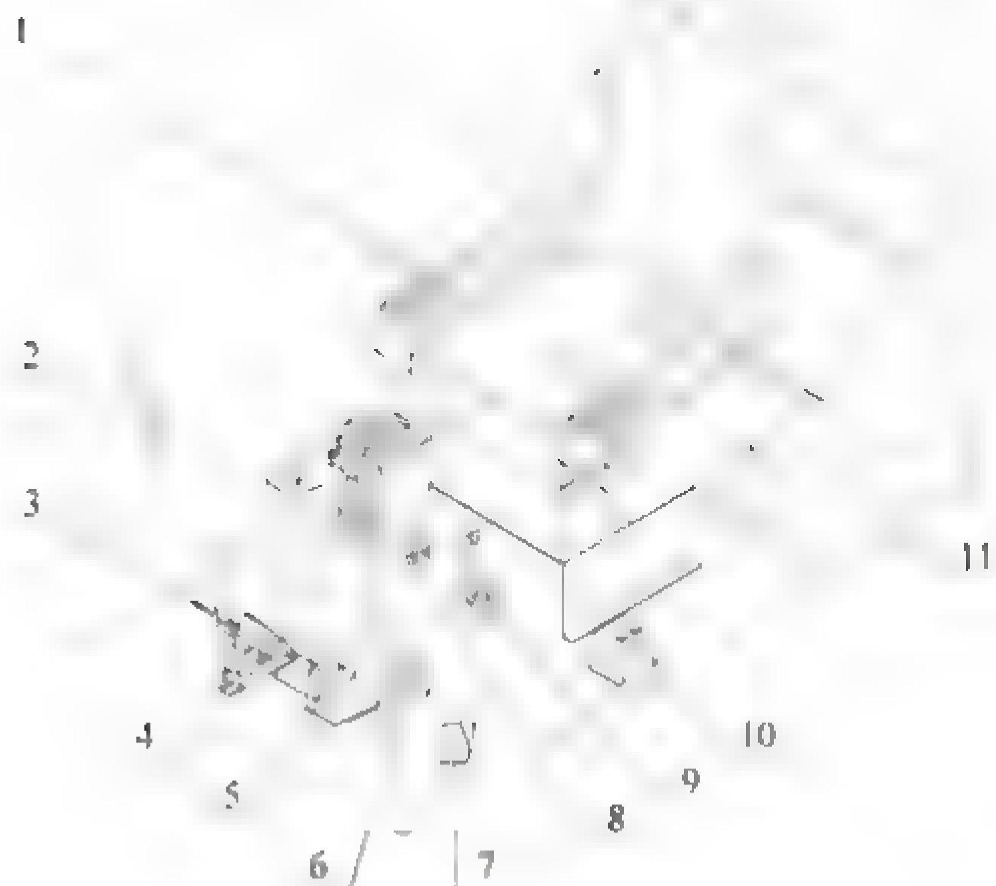


图 2-9 司机室示意图

1—操作手柄；2—力矩限制器；3—油门装置；4—行车制动器；5—转向机；6—制动器踏板；7—行车踏板；8—变幅棘爪操作；9—回转插销；10—驻车制动、高低挡；11—空调

6. 运行机构

运行机构一般包括动力源、减速机、传动轴、前桥、后桥、车轮等。原动机动力经由减速器、传动轴至驱动桥。前桥为转向桥，由方向盘控制全液压转向器分配压力油推动转向液压缸，驱动转向梯形机构完成转向动作。行驶制动可采用气动操作，通过双腔制动气室实现行驶和驻车制动；也有采用油压刹车系统的，如驱动桥中装有油浸式盘式制动器。

7. 保护系统

起重机须设有完善的安全保护系统，主要包括起升力矩保护、起升高度限位保护、吊钩下放限位保护、变幅双向限位保护、变幅卷筒棘轮保护、回转锁定保护等。还有其他如发动机、电气、液压等系统的各种安全保护。

2.1.7 金属结构

通用轮胎起重机的金属结构主要由车架和支腿、转台、臂架、人字架等部分组成。

1. 车架和支腿

港口起重机作业频繁、重载、冲击大，车架是起重机的主要基础结构件，通过回转支承装置承受着起重机上部结构重力、起吊载荷、风载荷和各机构的惯性力以及力矩。因此，车架的刚度、强度将直接决定起重机的刚度和强度。

在车架的回转支承底座的中间设有中心回转柱体，连接上下车的液压系统和电气系统；在车架底部中间悬挂布置有行走传动系统，前部和后部分别连接驱动桥和转向桥，将载荷通过轮胎传递到地面。轮胎起重机车架的典型结构形式见图2-10。

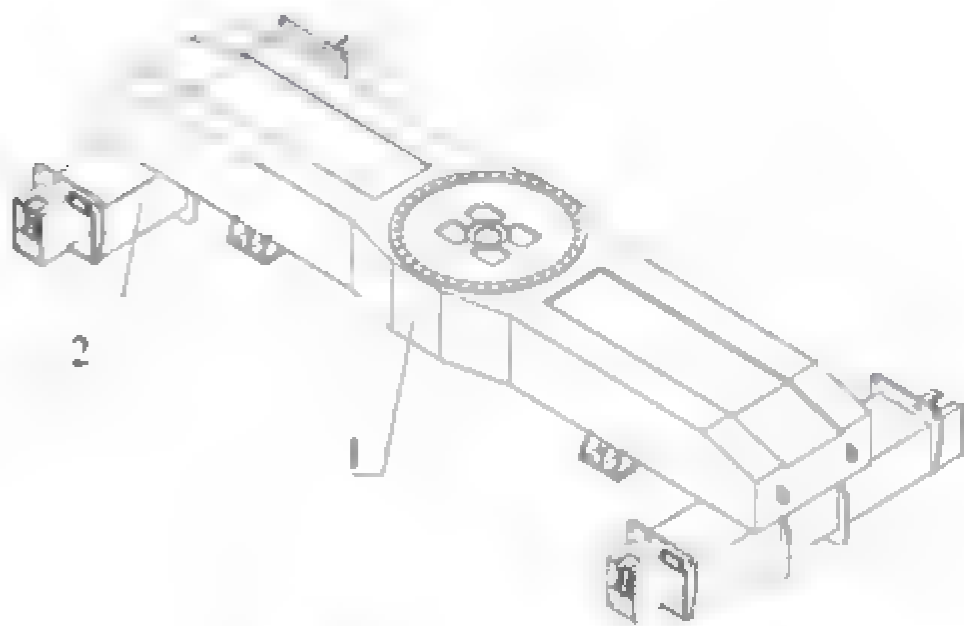


图 2-10 车架示意图

1—主梁结构；2—固定支腿套筒

支腿布置形式最常见的是H形，也有蛙形、X形、辐射形结构。蛙形和X形支腿结构简单，动作迅速，但其结构及动作的特点对作业场地、作业方式有一定的限制要求。H形支腿一般为箱形伸缩梁结构，稳定性好，伸缩便捷，对场地的适应性好，在各家产品上被普遍采用。H形水平支腿如图2-11所示。

2. 转台

转台是整机上部的重要受力构件，臂架、人字架、司机室及各主要起重作业机构所受的载荷都通过转台作用在回转支承上，要求其具有足够的强度和刚度。轮胎起重机转台的典型结构形式见图2 12。

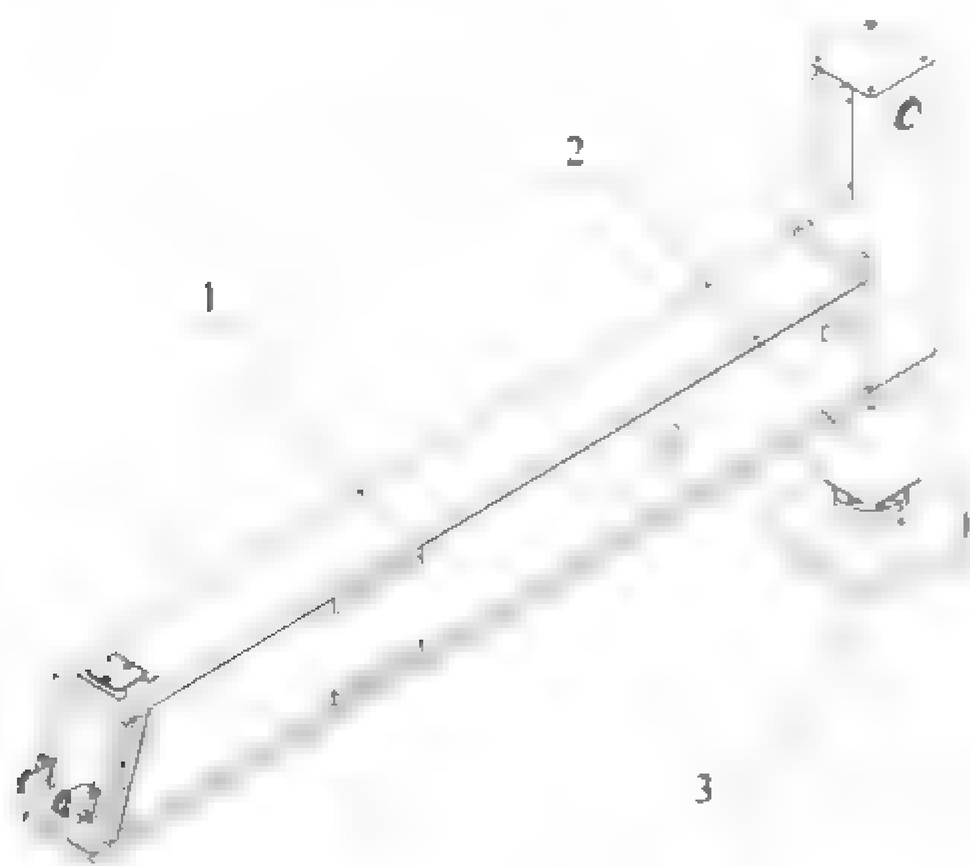


图 2-11　H 形水平支腿
1—水平支腿；2—活动套筒；3—支承盘

3. 臂架

轮胎起重机的臂架一般采用自重较轻的桁架臂，由臂顶节、臂根节和中间的标准节通过销轴连接组成。中间的标准节要具有良好的互换性且拆装方便，标准节的长度一般为3m 和 6m 两种规格。臂架的典型结构形式见图 2-13。

4. 人字架

人字架是改善变幅钢丝绳及滑轮组受力状况的结构件，变幅机构的定滑轮组安装在人字架上端。人字架一般采用可升降式，工作时升至高位，运输时降至低位。人字架的结构示意图见图 2-14。

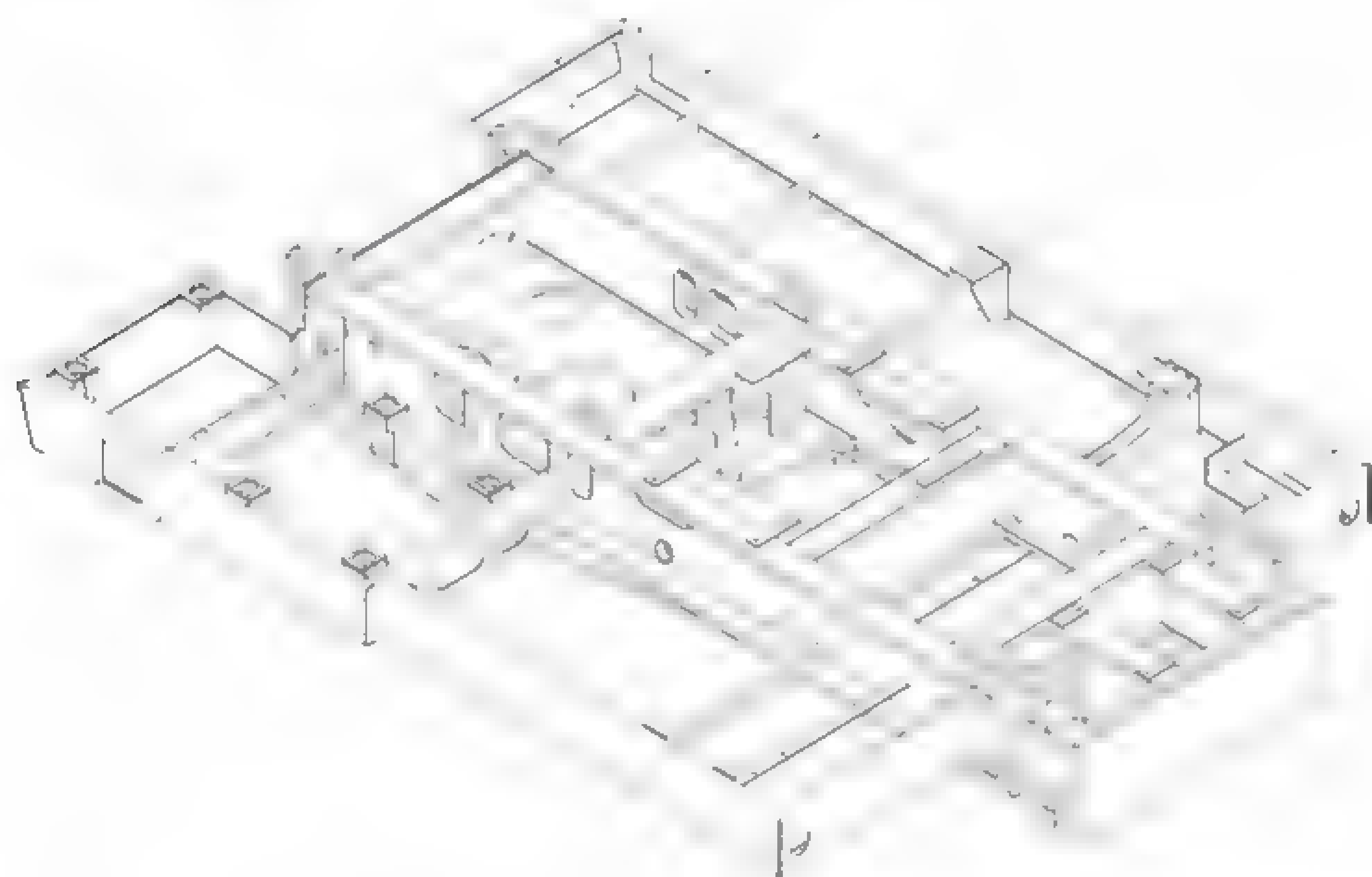


图 2-12　转台结构示意图

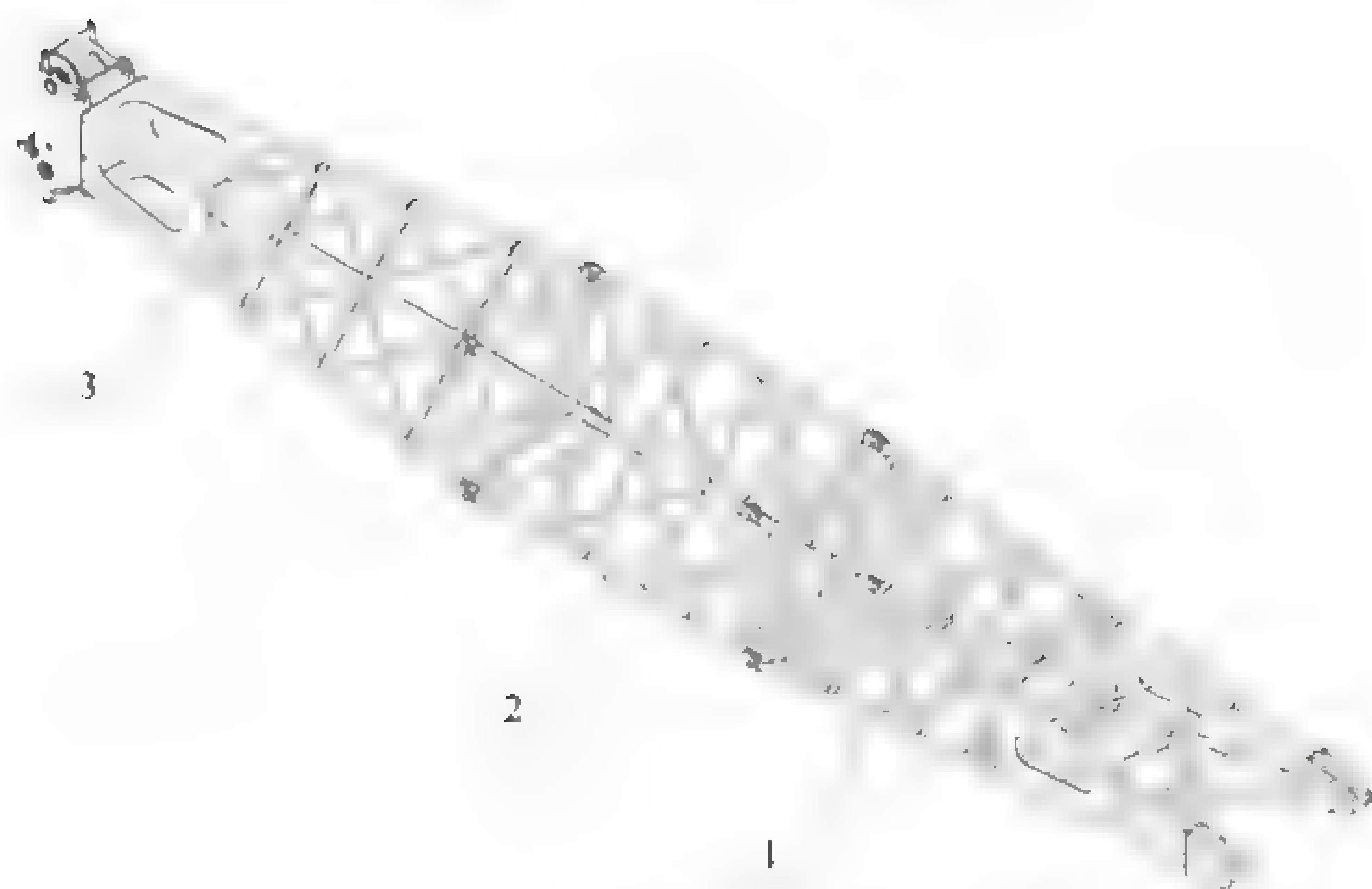


图 2 13　臂架结构示意图
1—臂根节；2—标准节；3—臂顶节

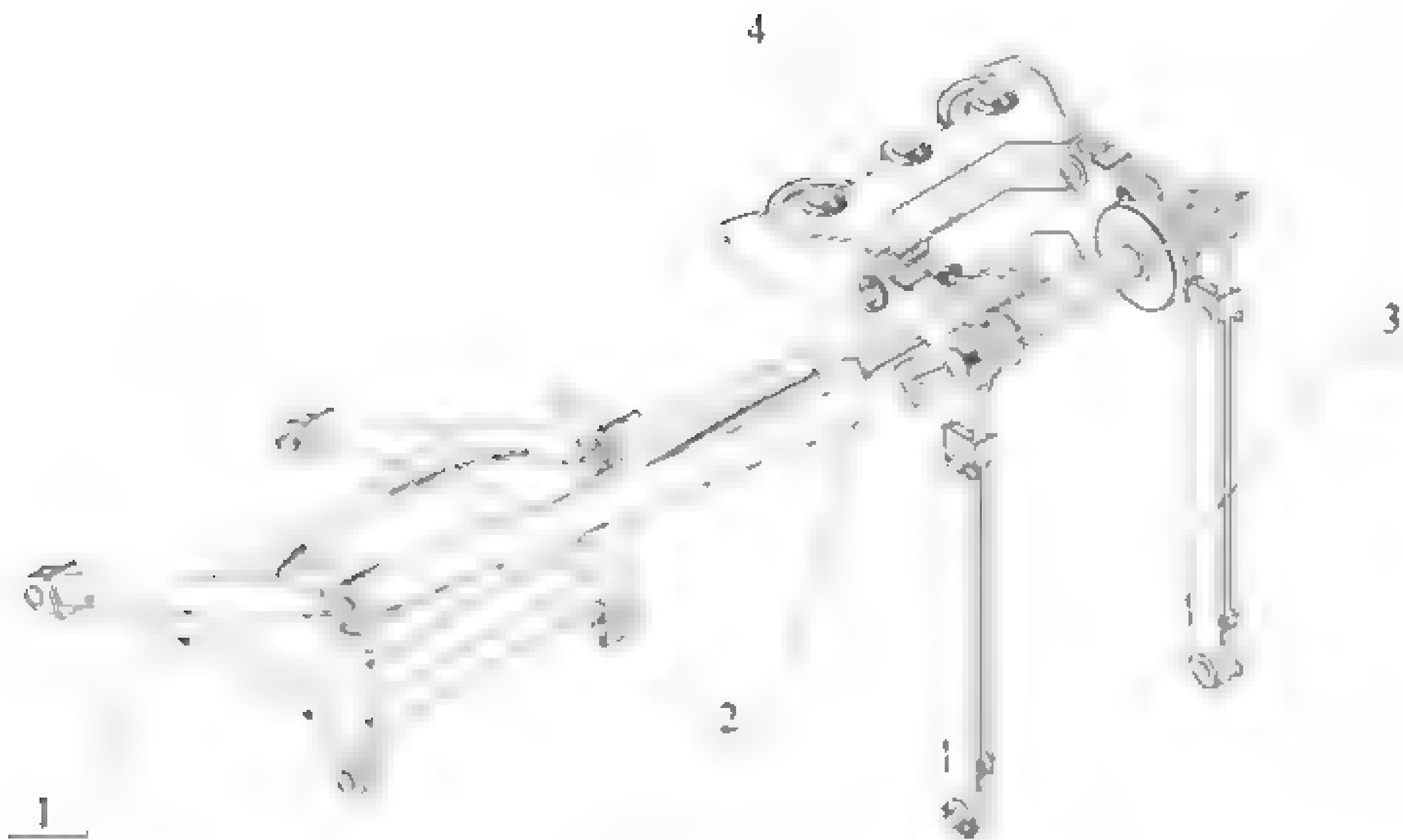


图 2-14 人字架结构示意图
1—三角支承；2—压杆；3—拉杆；4—滑轮组

2.1.8 辅助装置

除主要的结构、机构外，起重机还配置着若干辅助装置，如行驶用的车前灯（近光、远光）、转向灯、侧灯、尾灯、刹车灯以及夜间作业的照明灯和司机室内的冷暖空调等。

气路系统是由发动机气泵提供压缩空气，经自动排水调压阀、空气干燥器，进入储气筒，然后经过调压阀后，进入各分路控制阀，分别控制变幅棘爪、变速箱换挡阀、行驻车制动阀等动作。

2.1.9 产品选型

选型时应注意以下事项：

(1) 能力因素

起重机形式是否适合港口物料类型并具备合适的起吊能力。随着经济的发展，散货及件杂货的单重有逐渐加大的趋势，在合理的工作幅度内一次可吊载的货物质量，以及单件吊载最大质量限制等是起重机选型的关键因素。

(2) 效率因素

能否满足用户对设备及场地利用的高效率要求和期望是产品选择的重要因素。针对繁忙、紧凑的作业工况，港口轮胎起重机灵活的机动性、迅捷的机构动作、良好的中长臂起重性能使得设备及场地利用率都得到了进一步提高。

(3) 经济因素

在考虑了设备本身的市场价格后，还应考虑后续的运行、维护成本，以及在未来的一段时期内能否满足市场发展的需要。同时，设备利用率、作业效率也会在某种程度上对经济性带来一定的影响。另外随着国际、国内燃油价格不断上涨，使得设备的燃料费也随之升高，采用 LNG（液化天然气）为能源的燃气港口起重机则表现出明显的优势。据有关统计，使用 LNG 发动机或混合动力的轮胎起重机的动力成本现阶段与使用柴油机相比，使用 LNG 节省约 30%，使用场地动力电源节省约 70%。

(4) 环保因素

随着节能环保的理念越来越受到重视，用户在起重机选用上也会考虑一定的环保因素。目前的港口轮胎起重机的动力能源可分为燃油、天然气、场地电源等，可为用户提供多种选择。随着配气站及场地动力电源等配套设施的进一步完善，起重机采用天然气和场地电源的份额会逐渐增加，设备的节能减排效果会更明显。

表 2-4 为国内外各品牌代表机型的主要参数，表内数据根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成。

表 2-4　各品牌典型产品主要参数

主要参数 \ 品牌	红光港机 DLQ50A	哈工机械 QLY65	京城重工 QLY55A	三一港机 SQLY50	力道港机 LQD50A	日立住友 UCX350
最大额定总质量/t	50	65	55	50	60	35
尾部回转半径/mm	4200	3950		3600	4200	3150
自重/kg	54000	49500	49700	48500	58000	38500
发动机功率/kW	175	187	147	195	—	110
基本臂长/m	12	10	12	9	12	9
最长主臂/m	30	31	30	30	24	24
空载车速/(km/h)	10	14	18	15	10	15
最大爬坡度/%	—	22	21	23	20	14
外形(不含臂架):长×宽×高/(mm×mm×mm)	8064×3535×4544	7987×3400×4261	7460×3315×3710	7300×3390×3840	8061×3535×4588	7385×3100×3545
动力类型	柴油、动力电	柴油、LNG、动力电	柴油	柴油、动力电	柴油、动力电	柴油

注：因为各制造商的产品规格不一致，本表从每家厂商各选一种产品列入。

2.1.10　技术标准与规范

轮胎起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表 2-5 中的标准与规范。

表 2-5　轮胎起重机的技术标准与规范

编　号	标准名称
GB/T 14743—2009	《港口轮胎起重机》
JT/T 562—2004	《港口轮胎起重机安全规程》
JT/T 474—2002	《港口轮胎起重机修理技术规范》
GB/T 6068—2008	《汽车起重机和轮胎起重机试验规范》
GB 6067.2	《起重机械安全规程　第 2 部分：流动式起重机》
GB/T 31052.2－2016	《起重机械　检查与维护规程　第 4 部分：流动式起重机》

2.1.11　技术发展趋势

1. 节能环保化

长期以来，轮胎起重机的动力源一直是柴油机，它既可以驱动发电机为电动机提供电力，还可以直接驱动液压泵提供液压系统的动力。而随着节能环保理念的不断提升，采用清洁能源或混合动力已成为当今轮胎起重机新的发展趋势。

近年来，红光港机、力道港机、哈工机械等厂家陆续向市场推出了柴、电式电动轮胎起重机。柴油机作为最普遍的传统动力源不论在制造技术还是在使用方面以及燃料供应渠道上都比较成熟和完善，在许多场合中仍然被广泛采用。天然气作为清洁能源，在当今的环保理念中有着明显优势，哈工机械据此推出了以天然气为燃料的液压轮胎起重机，随着应用技术的进一步完善，天然气供应配套设施的逐步普及，未来市场前景可期。混合动力的技术理念既利用了柴油机的方便、灵活，又可以充分发挥场地动力电源优势，在场地作业过程中实现零排放。混合动力技术的发挥，依赖于新建场地的电网配套设施建设的完善，以及老场地的技术改造。随着国家对排放标准的不断提高，混合动力和以天然气为燃料的轮胎起重机会迎来更广阔的发展机遇。

2. 装卸货物的种类多样化

轮胎起重机作为件杂货码头、货场的主要装卸设备，吊钩、抓斗、组合吊具的应用对起重机的机构设置、操作控制提出了更高的要求。顺应市场的变化，实现一机多能，满足装卸货

物种类的多样化，提高产品的竞争力，也是各主机厂正面临的重要课题。

3. 整机控制的智能化

智能化控制对于轮胎起重机尤为重要。将智能化技术应用到产品上，扩展设备控制功能，通过控制器的运算及工况查询，实时显示载荷状态、安全状态等。此外在产品上加装GPS远程监控系统，可以实时监控整机工作状态，有效提高产品的工作效率。另外，一些厂家将载荷智能预警技术、设备状态检测技术和故障预诊断技术、发动机总线油门自动升速技术等智能化控制技术应用于港口轮胎起重机，提高了产品的智能化水平，改善了产品的操控性和经济性。

2.2　液压轮胎起重机

20世纪80年代，随着液压传动控制技术的不断成熟、完善，轮胎起重机上的液压技术应用范围也不断扩大。90年代初，中国自主研制开发的全液压轮胎起重机进入港口市场。先进的液压传动控制系统的应用，提高了起重机的操作平稳性，降低了能耗，减少了维修工作量。由发动机驱动若干泵同时工作，能够互不干扰地进行载荷升降、臂架变幅、转盘回转等三种独立或复合操作，各泵功率按需输出，因此燃料消耗少，发动机功率利用率高。液压传动控制技术的应用使轮胎起重机的性能在许多方面得到了较大提高，例如：

(1) 全液压驱动实现了无级变速，克服了操作冲击，使作业过程更加平稳、安全、方便、可靠、效率高。

(2) 采用方向盘式液压助力转向机构，使设备的移动操作更加轻便、安全，有利于流动作业。

(3) 采用多泵分、合流设计，实现了起重机作业时的高、低双速功能，以及各机构(如起升机构)的升降、臂架变幅的俯仰、转台回转等单独、复合动作的控制，从而大大提高了作业效率。

(4) 此外，还有液压元件体积小、重量轻、结构紧凑、布置灵活、操控简单、维护方便等优点。

2.2.1　典型机构和系统

液压轮胎起重机的工作装置主要由动力系统、液压操纵系统、工作机构、运行机构、气路系统、电气系统、安全保护系统等组成。

1. 动力系统

目前，液压轮胎起重机的工作动力常见的有三种形式：柴油发动机、天然气发动机、作业场地的动力电源。图2-15为发动机动力系统示意图。



图2-15　发动机动力系统示意图

柴油发动机一般选用直列六缸四冲程增压中冷水冷型，功率范围一般为110～200kW，尾气排放标准一般为国2～国4。

天然气发动机是近年来迅速发展起来的以清洁能源天然气为燃料的动力源。随着天然气加气站的推广与普及，这种发动机的应用份额将逐步提升。

一些新建或新改造的港口或货场大都配备有场地动力电源基站。当起重机在相对较小的范围内作业而不需要频繁转移时，则可充分利用货场的动力电源。而且采用变频调速电动机可使设备在启动和空载运行时的能耗有效降低，整个作业过程的节能减排效果非常明显。利用变频器控制电动机转速，还使得起重机的操控性能有了较大提高。

新型的混合动力轮胎起重机可使用柴油机或变频调速电机分别驱动液压泵，为起重机提供液压动力，所有控制、执行机构依然保留液压传动。这种方案既节省能源、减少排放，又保留着液压传动的调速性好、质量可靠、操作灵活、作业效率高、维修性好等特点，两种驱动方式转换非常便捷，且在相同的作业工况下，性能基本相同。

发动机工况具有机动性好、移动方便、作业场地不受限制的优势，但环保性差。电动机工况要在具有动力电源的场地使用，通过电缆连接场地电源，用变频电机驱动液压系统进行作业，使用条件受限制较大，移动不太方便，只能在电缆长度容许的范围内移动，但节能效果十分明显，能源使用成本节约可达65%～70%。从节能、减排、环保的角度考虑，用户应尽可能多使用场地动力电源进行作业。

2. 液压操纵系统

液压系统一般由泵、控制阀、马达、散热器、蓄能器等元件组成，如图2-16所示。根据控制方案，液压泵多采用可以直接安装在发动机飞轮壳上的变量双泵，并在双泵体上安装了一个斜盘柱塞泵和一个双联齿轮泵。变量双泵一般应选择带电控加极限载荷限制器及手柄控制，从而充分利用发动机全程工作特性，节能高效。泵控形式使泵的摆角随操作手柄角度增大而增大（但泵的摆角优先于泵的功率）。手柄在中位泵处于小摆角位置，这种泵控形式机构调速性能优良，无多余流量，节省能源、发热小。另外，独立变量双泵可确保起升、变幅机构的复合动作互不影响。

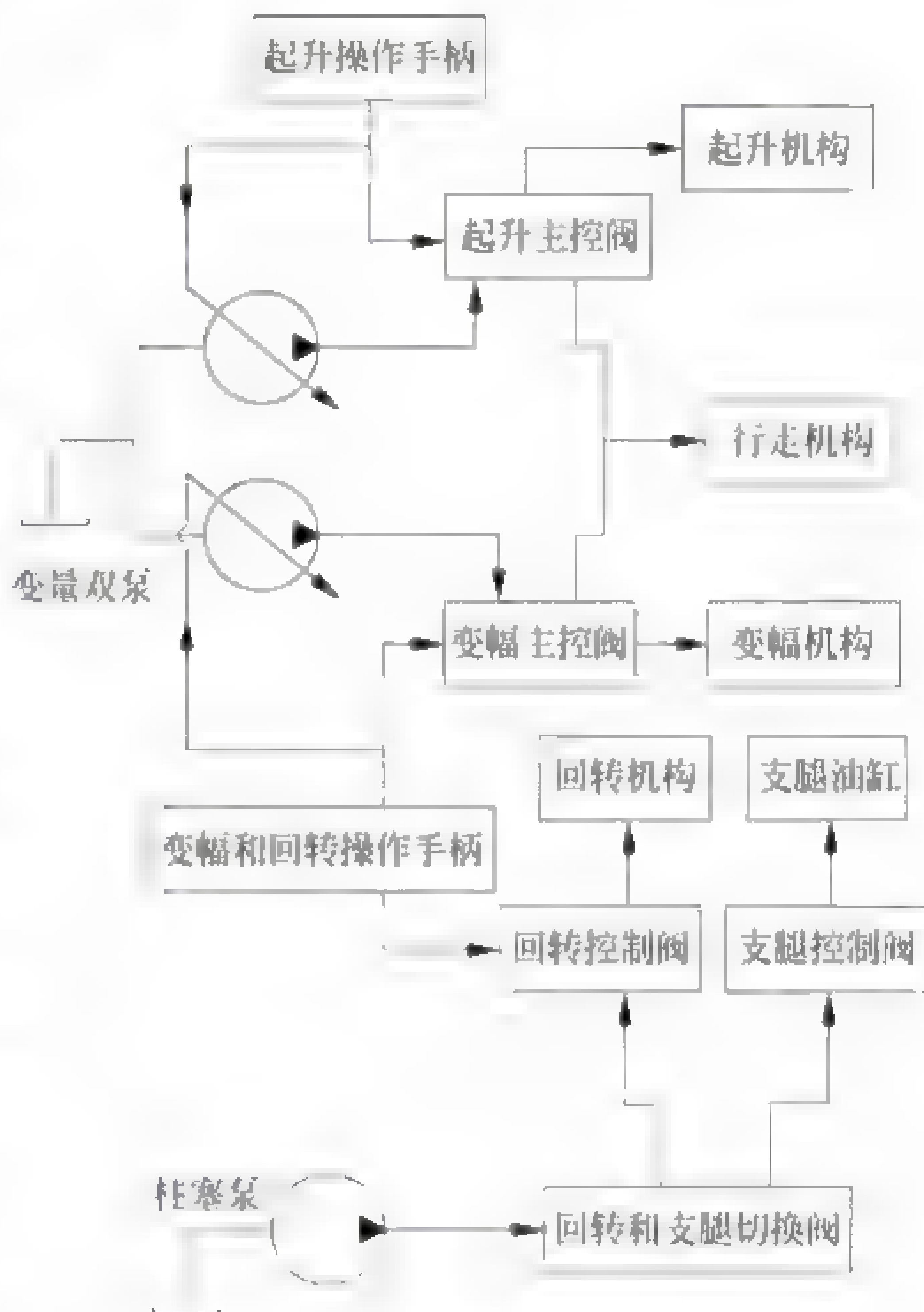


图2-16　液压系统示意图Ⅰ

各机构有独立的泵供油，泵根据各机构所需的压力和流量供油，无能量损失。

1）变量双泵

变量双泵为起升、变幅、行走三个机构提供压力油，由主操纵阀控制。其中，起升操纵可进行阀内合流，由两泵一起供起升马达。行走操纵可进行阀外合流，两泵油合流后经中心回转柱体供行走马达。

2）液压系统内部保护

在起升系统和变幅系统中设有平衡阀，既可以保证起升、变幅的平稳性，又能防止由于管路突然爆裂及其他原因产生的重物和起重臂的突然下落，如图2-16所示。在行走系统中设有限速阀，以保证底盘的滑行和行走马达的安全保护。

3）斜盘柱塞泵

回转泵采用斜盘柱塞泵、恒压控制形式，当反车制动达到设定压力时泵回零摆角，减少系统发热并节能。

该泵供上车回转作业和下车支腿作业，由控制阀切换。回转系统中设有双向缓冲阀，以保证回转反接制动的平稳性和安全性。支腿系统中设有双向液压锁，可以防止工作中或行驶状态下管路突然破损时支腿突然缩回或落下。

4）双联齿轮泵中的A泵

该泵供转向系统和液压油散热系统作业。在转向系统和液压油散热系统中装有优先阀，优先阀确保转向系统优先获得足够的流量，然后多余部分供液压油散热器马达工作。在液压油散热器系统中加有旁路流量控制阀，用于对液压油散热器马达的转速进行控制。齿轮泵A的系统示意图如图2-17(a)所示。

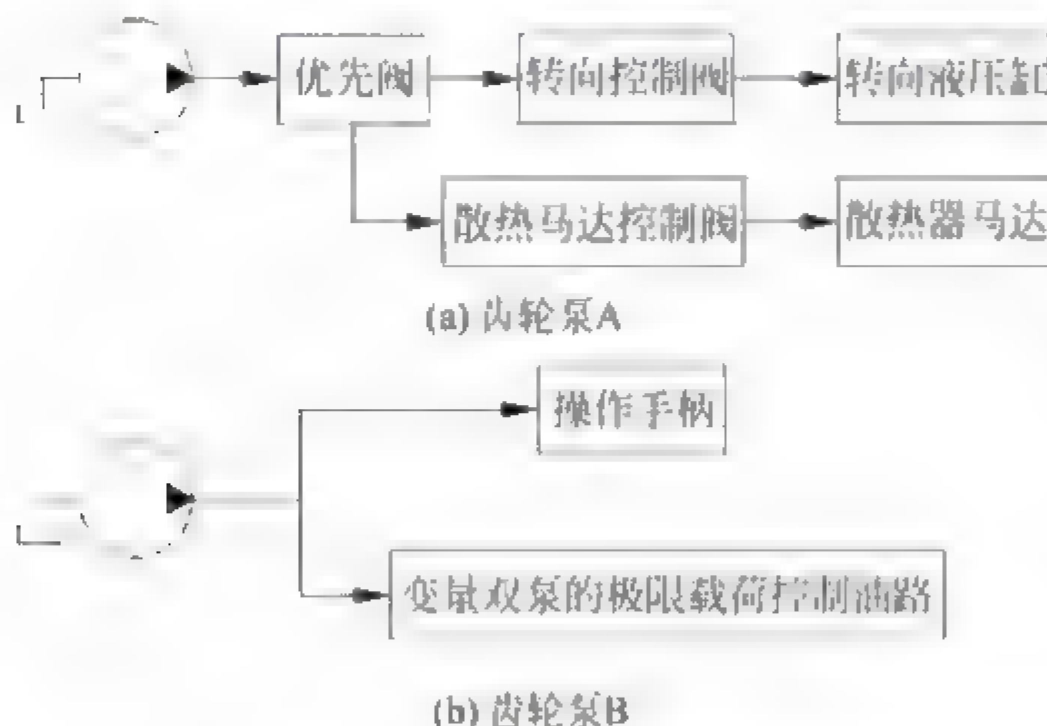


图2-17　液压系统示意图Ⅱ

5）双联齿轮泵中的B泵

该泵为蓄压系统、控制系统、离合器及制动器供油。在蓄压系统中设有自动充压阀。控制系统以先导方式操纵各个机构动作。齿轮泵B的系统示意图如图2-17(b)所示。

6）中心回转柱体

由于起重机的上车转台相对下车车架可全周回转，布置在上车的压力油源、控制电源及压缩气体等是通过中心回转柱体传递到下车的，大功率的中心回转柱体是上、下车之间动力传递的重要元件。

3. 工作机构

1）起升机构

起升机构如图2 18所示。

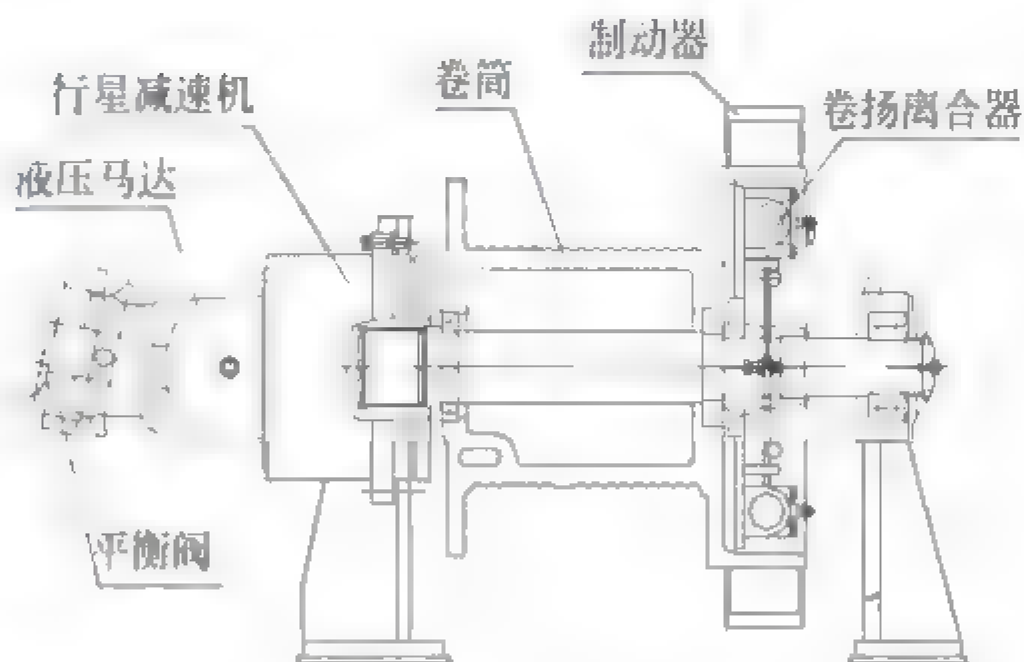


图2-18　起升机构示意图

起升液压马达采用变量马达，其特点是重载低速、轻载高速。液压制动器为常闭式，当进行起升作业时，由控制油路中的蓄能器通过液动阀供油，液压制动器打开。

起升作业时，操纵离合器操纵阀，使双蹄内涨平衡式离合器涨开与卷筒毂接合，起升马达产生的扭矩可通过起升减速箱、离合器传递到起升卷筒上；然后将起升制动器释放，操纵起升操纵杆，即可使吊钩进行动力升降。

在进行重力下降作业时，先将离合器操纵杆处于分离位置，离合器蹄片在弹簧力的作用下与卷筒毂分开，释放起升制动器，这时卷筒呈自由状态，吊钩在重力作用下会自行下落。当操纵起升手柄时，离合器接合，卷筒旋转。手柄回中位，离合器脱开，用制动器控制卷筒停止和自由降落。

2）变幅机构

变幅机构采用液压马达经行星减速机直接驱动变幅卷筒，如图2-19所示。制动器为常闭制动器，结构为压盘式，与行星减速机一体。

当操纵变幅操纵杆进行变幅作业时，变幅传动管路中的压力油驱动变幅马达旋转，同时又通过梭阀推动液动阀换向，使控制管路内的压力油进入变幅制动器动力缸，使变幅制动器释放，变幅马达带动变幅卷筒旋转，进行变幅作业。

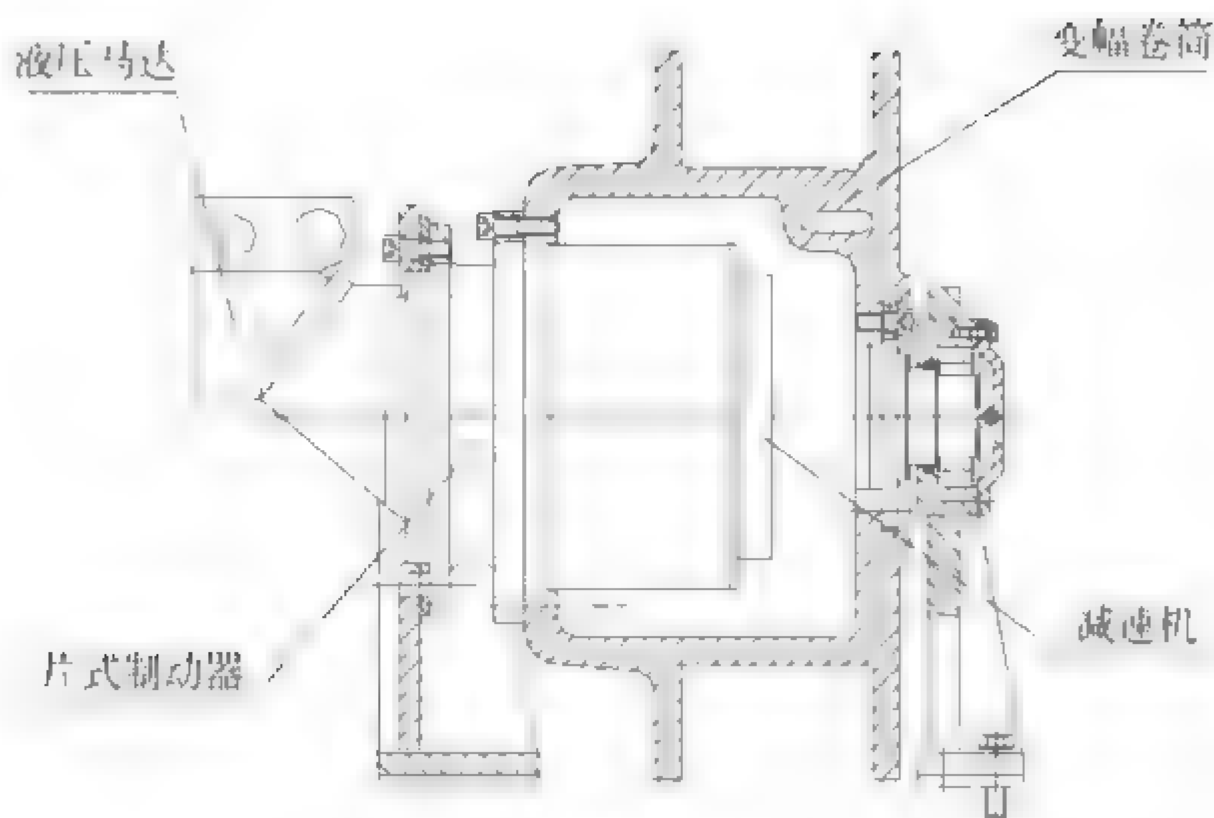


图 2-19　变幅机构示意图

当将变幅操纵杆扳回中位时，变幅机构进油管路与回油管路接通，液动阀复位，变幅制动器动力缸内的液压油在制动器弹簧的作用下被排出，变幅制动器制动，同时变幅马达停止旋转，使变幅机构停止变幅。

3）回转机构

回转机构由液压马达经行星齿轮通过输出轴连同小齿轮一起旋转，然后通过与回转大齿圈的啮合，实现转台的回转，如图 2-20 所示。回转减速机高速轴上带有制动器，可使回转机构制动。液压回转机构的特点为：体积小，传动功率大，滑转性能好，便于安装调整。

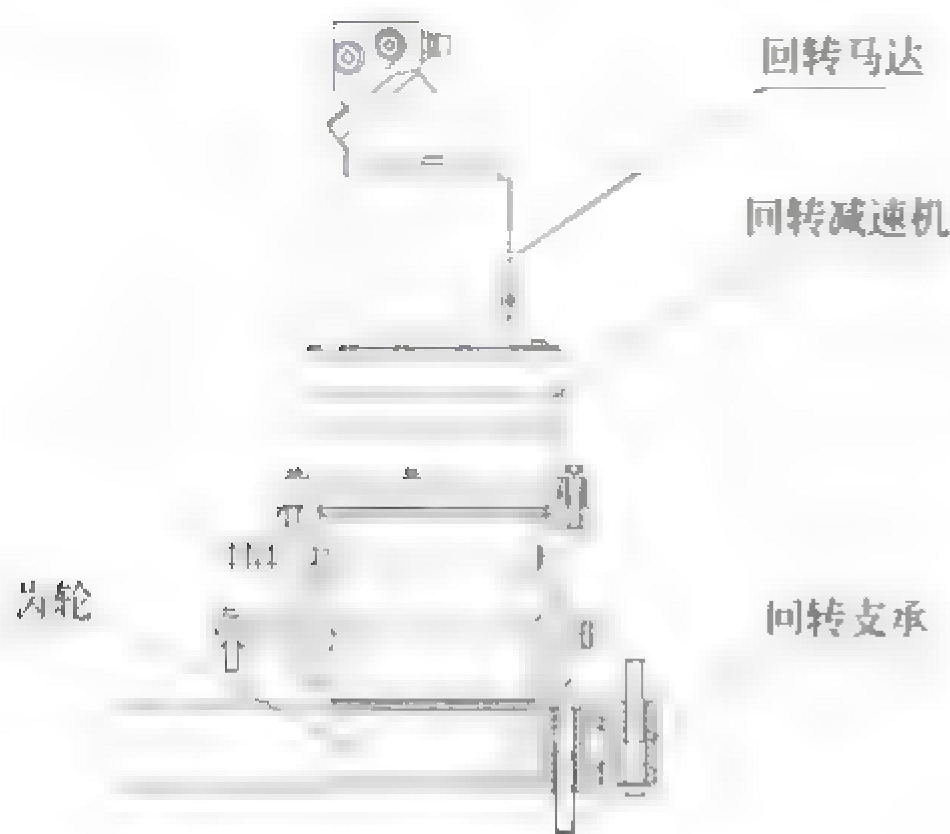


图 2 20　回转机构示意图

4）支腿

起重机在作业时需要将支腿打开，支腿形式有 H 形、蛙形、辐射形、X 形等。H 形支腿外伸距离大，对地面的适应性好，易于调平，操作简便、快捷，在各家产品上被普遍采用。

对于 H 形支腿的操作，是由多路换向阀控制动作，通过对每个支腿水平缸、垂直缸的动作进行调节，从而实现车架处于水平状态。

4. 运行机构

液压轮胎起重机的运行机构包括行驶马达、变速箱、传动轴、转向桥、驱动桥、转向系统、制动系统等，一般为前桥转向，后桥驱动。50t 级以上的机型多为三桥结构：后双桥驱动，前桥液压转向。三桥结构的运行机构示意图如图 2-21 所示。

1）运行速度

高速一般能达到 15～20km/h，低速一般不超过 6km/h。

2）变速箱

变速箱为 2 级定轴传动，两挡变速（高速挡、低速挡）以适用于良好路面与工地之间的不同速度要求。变速箱的高速挡、低速挡由气缸控制接合。变速箱的驱动端装有液压柱塞马达，由变量双泵合流供油。

3）转向系统

转向系统一般采用全液压动力转向式。司机通过驾驶室内的方向盘驱动摆线式全液压转向器进行操作，通过转向液压缸控制前桥转向。

4）制动系统

制动系统由行车制动系统和驻车制动系统组成，常见的有气制动和液压制动两种模式。

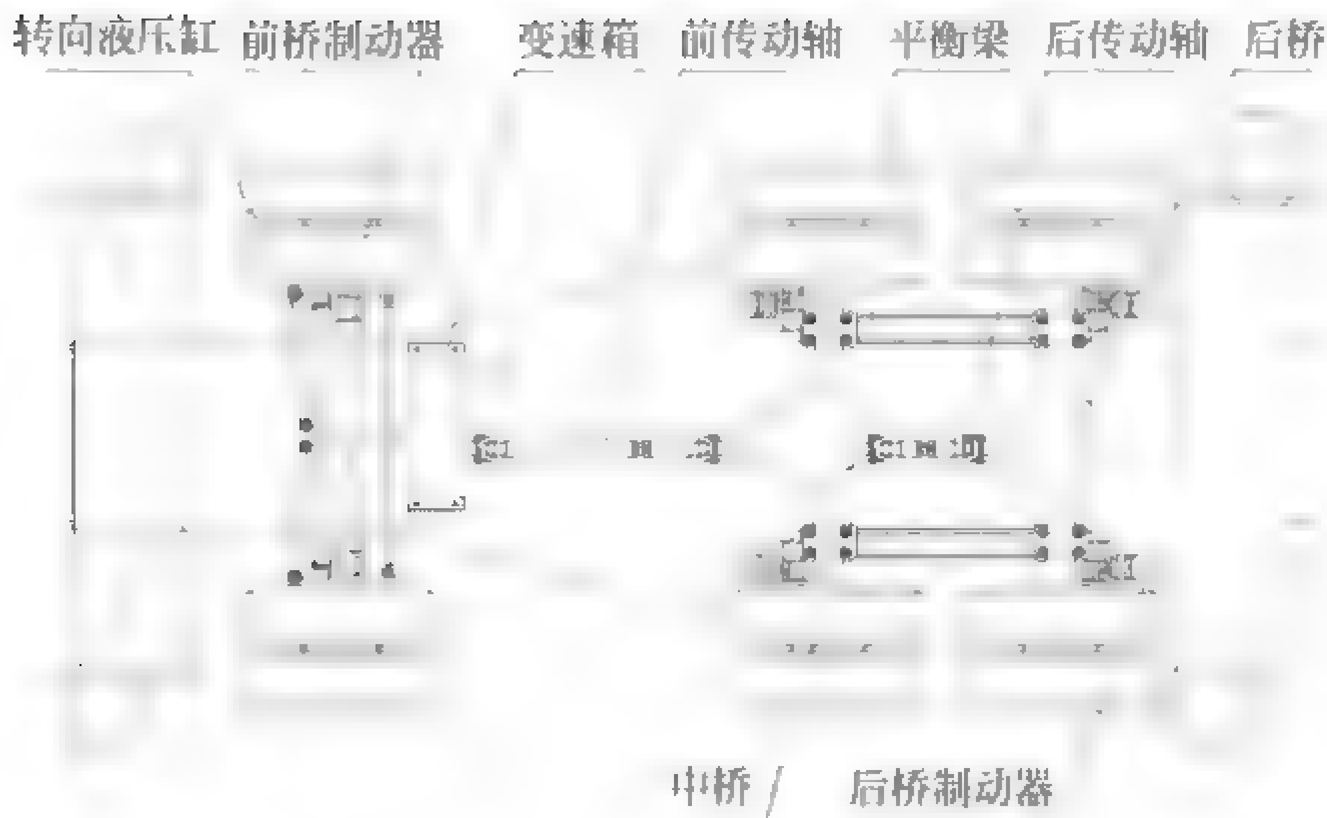


图 2-21　运行机构示意图

气制动模式的行车制动系统多为双回路制动系统，驻车制动兼应急制动为弹簧储能断气制动。

前桥为单腔制动气室，后桥为双腔制动气室。

液压制动模式一般用布置在桥箱内的油浸式片式制动器作为行车制动器，高压油通过制动器内活塞压紧主、从动摩擦片实现行车制动。钳盘式驻车制动器装在驱动桥的传动输入端，制动时由刹车液压缸中的弹簧起作用，使钳片夹住制动圆盘，当弹簧力受到液压来油抵消后钳片则松开制动圆盘，驻车制动被解除。

5）驱动桥

港口轮胎起重机的自重大，运行速度低，前桥转向、后桥驱动。驱动桥一般要求减速比及制动力矩大，制动性能良好，带有主减速器、差速器、轮边减速器等。在三桥结构中，两根驱动桥通过平衡梁安装在车架纵梁底面上，在行驶方向上有一定量的摆动角度。

5. 气路系统

气路系统由发动机气泵提供压缩空气，并根据储气罐的气压来控制空压机的启停。压缩空气经过干燥器、储气筒、各继动阀和控制阀等，对行驶制动和变速箱的高低挡转换以及变幅卷筒棘爪等动作、功能进行控制。气路系统原理示意图如图 2-22 所示。

6. 电气系统

电气系统采用24V直流电源，可利用控制器及各监控位置的传感器、开关等对起重机各机构的动作进行检测、控制，一般采用CAN总线技术来保障数据的可靠通信。通过驾驶室内的显示器实时显示整机的各项运行参数和指标、发动机和各机构的运行状态以及各类报警信息，并对可能的危险状态采取预防措施。

电缆应选用耐油挠性软电缆，并且对有相对运动部件的连接电缆采取防水措施。所有连接导线两端应有与电气原理图和配线表一致的明显编号牌，标明线号和线束号。

在臂架和转台等处应设置工作照明装置，在车辆前后端设置行驶照明装置，并设置转向指示灯、示廓灯、制动灯、工作警示灯和喇叭。

在司机室内仪表盘或显示器上应有发动机工作小时、发动机机油压力、燃油油量、水温、充电指示、工作油油温、压力等指示。

7. 安全保护系统

液压轮胎起重机属于特种设备，需要具备完善的安全保护系统，以保证安全工作。常用的安全保护主要包括：

(1) 起升高度极限位置报警及自动停止限位器；

(2) 臂架变幅极限位置报警及自动停止限位器和防止臂架后倾装置；

(3) 变幅指示器；

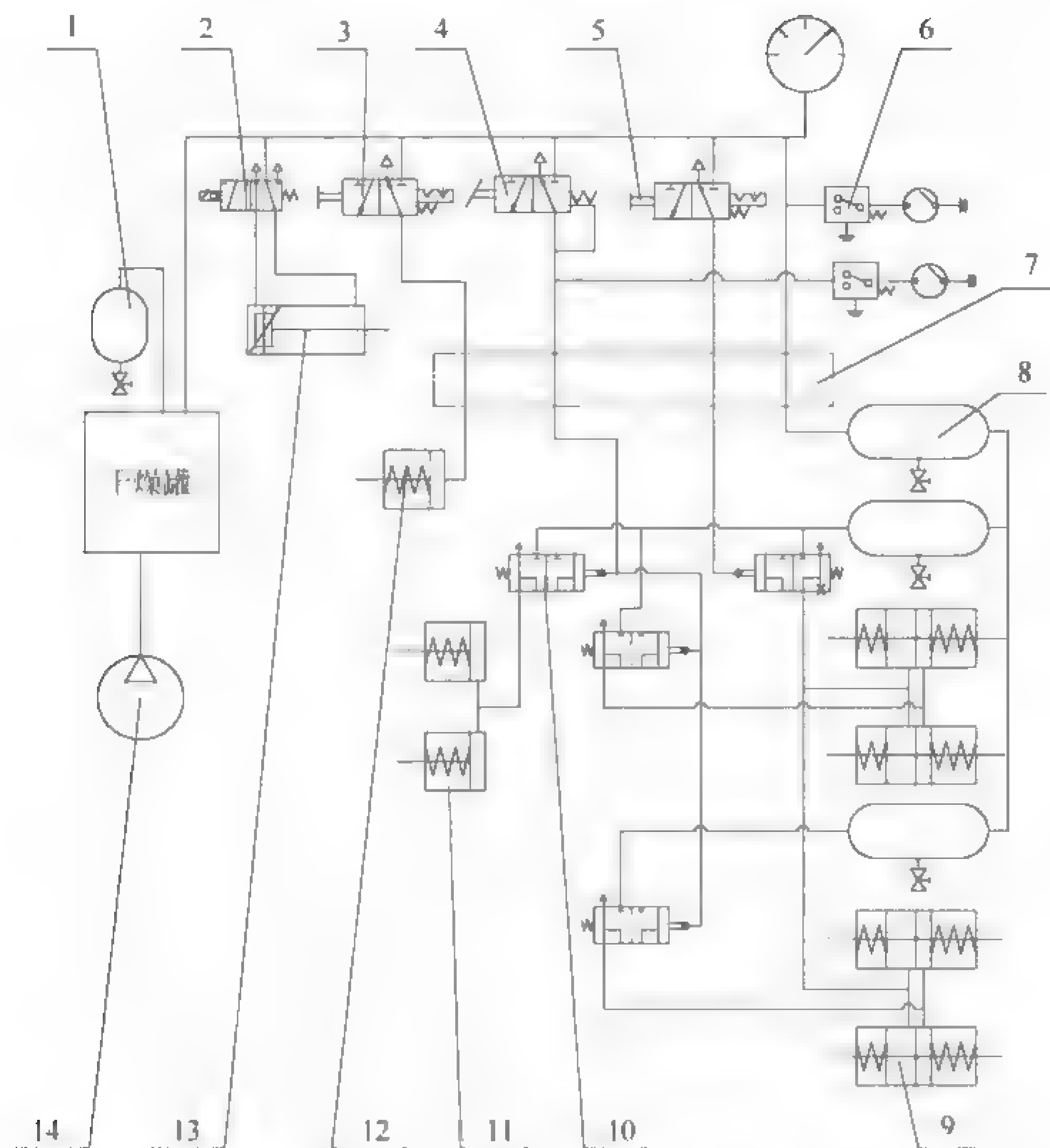


图 2-22 气路系统原理示意图

1,8—储气罐；2—变幅棘爪控制阀；3—高低挡切换阀；4—脚刹车阀；5—手刹车阀；6—报警开关；7—中心回转接头；9—双腔制动器；10—继动阀；11—前桥制动器；12—变速箱高低速挡切换气缸；13—棘爪气缸；14—气泵

(4) 回转锁定装置；

(5) 司机离车后的全车锁定装置；

(6) 全自动超负荷力矩限制器；

(7) 起升卷筒钢丝绳过放保护器；

(8) 变幅棘轮棘爪锁定装置。

8. 主要机构选型

各主机厂商对于液压轮胎起重机的主要机构选型各有侧重，主要根据机构的工作级别、负荷、工作速度进行设计和计算，从而选择相应的机构型号和主要工作参数。

2.2.2 辅助装置

1) 液压油冷却装置

液压系统一般均设独立的液压油冷却装置。其中，散热器布置在回油油路中，冷却风扇可由液压马达或电动机驱动，由装在系统中的温度传感器或温控开关来控制风扇工作状态。该装置应能保证液压系统在规定的工作环境状态下满负荷运行 8h，液压系统油温不高于所选用的液压油推荐的工作油温的上限。

2) 电缆收放装置

对于混合动力机型需配备可与外接电源相连接的电缆卷筒，位置在下车右侧，如图 2-23 所示。

当使用场地电源模式时，放出电缆，通过电缆与地面电源连接，向整机供电。不工作时，将电缆缠绕在电缆卷筒上。

电缆的收放可由液压马达或电机带动，以减少操作人员的作业强度，同时通过特殊设计，使卷筒在常位时处于自锁状态，防止卷筒转动。



图 2-23 电缆卷筒示意图

3) 空调系统

空调系统工况分为制暖及制冷两种，制冷系统位于司机室后方，制暖系统位于座椅下方。在发动机工况下，制暖系统由发动机循环水提供热量；在使用场地电源工况下，制暖系统由电加热管提供热量。

2.2.3 技术性能特点

(1) 全液压驱动实现无级变速，克服了操作冲击，使作业过程更加平稳、安全、方便、可靠。

(2) 液压元件尺寸小、重量轻，传递功率大，便于布置。液压系统在自身封闭体系内工作，对外界灰尘等敏感小。

(3) 液压系统应用变量泵、泵交叉控制、变量马达、负载传感控制等技术，结合分、合流等多种方式，使各机构速度快、调速性好，起重机的各作业机构效率高。由于工业水平和液压技术的不断提高，液压传动起重机的可靠性很高，有些元件可做到免维护。

2.3 电动轮胎起重机

2.3.1 机型特点

电动轮胎起重机是一种装有充气轮胎、配置特制底盘的全回转臂架起重机。它是一种机动性好、操纵轻便的起重机，但其额定起重量随幅度变化而变化，幅度小起重能力大，幅度大起重能力小。与汽车起重机相比，电动轮胎起重机的运行速度较低，长距离行驶性能、爬坡性能以及越野性能较差，但在平坦地面上可以吊重行驶。电动轮胎起重机是能满足港口装卸作业不可缺少的流动性起重机械之一，不论是现在还是将来仍然会在港口机械中占有一定比例。

港口装卸工作的特点是：间歇、重复、短时的工作循环，周期性地完成货物的装卸和运移及安装等作业要求，作业时间长，工作速度快，装卸效率高，启、制动频繁，工况恶劣等。因此电动轮胎起重机的各机构和金属结构要承受强烈的冲击力和振动，动载荷很大。

为此，电动轮胎起重机一般都有如下性能：起升卷筒一般配置离合器和带式制动器，摩擦面比压小，制动力矩大，能满足港口常用负荷装卸作业要求；起升机构既能使用吊钩，又能使用抓斗；既能动力下降又能空钩(轻载)重力下降，满足港口装卸多用途的要求；变幅速度快，能带载变幅；回转机构能平稳启、制动，起重机在最大回转速度下脱开动力，依靠回转惯性应能转动不小于1/3圈；起升、变幅、回转各机构既能单独操作又可联合操作，能满足港口高生产率的要求；起重机有良好的大幅度下的起重能力和整机抗倾覆稳定性，转弯半径小，转台尾部半径小，能在狭窄的场地作业；金属结构有足够的强度和刚度。

电动轮胎起重机的工作级别和机构的工作级别应符合表 2-6 的规定。

表 2-6 电动轮胎起重机和机构的工作级别

类别	起重机	起升机构	回转机构	变幅机构
装卸用吊钩式	A4～A6	M5～M6	M6	M5
装卸用抓斗式	A6～A7	M6～M7	M6	M5

电动轮胎起重机的基本参数应符合表 2-7 的规定。电动轮胎起重机部分产品技术性能参数见表 2-8。

表 2-7 电动轮胎起重机的基本参数

最大起重量/t	最小幅度/m	最大幅度/m	最小起重力矩/(kN·m)	起升高度(吊钩)/m	起升速度(单绳)/(m/min)	回转速度/(r/min)	
						A	B
3.2	2.5	8	210	10	50	4	2
5	2.5	10	245	12	50	4	2
8	3	12	290	14	50	4	2
10	3	12	380	14	50	4	2
16	3	14	620	16	60	3	2
20	3	16	750	18	60	3	2
25	3.5	16	880	18	60	3	1.5
32	3.5	18	1120	24	50	3	1.5
40	3.5	20	1400	24	50	2	1.5
50	3.5	22	1750	26	50	2	1.5
60	3.5	22	2100	26	60	1.5	1.0

注：A—内燃机驱动；B—外接交流电源驱动。

表 2-8 电动轮胎起重机部分产品技术性能参数

型号	QL16B	QLD16G	DLQ25	LQD30	LQD40	DLQ50	LQD60
最大起重量/t	16	16	25	30	40	50	60
起重机总重量/t	23	20	30.5	36.5	46	55	58
最小幅度(基本臂)/m	3.27	3.5	3.6	3.6	3.85	4	3.85
最大幅度(最长臂)/m	16.67	17	22	22.08	22.37	28	22
起升高度/m	17.5	22.4	22.2	22	22	28	24.97
起升速度(单索)/(m/min)	70	70	77	82	75	50	55
回转速度/(r/min)	0～5	0～3	0～5	0～5	0～4	0～2.5	0～2.5
运行速度/(km/h)	18	18	16	16	12	10	10
变幅时间(30°～75°)/s	24	26	24	23	24	35	30
基本臂长度/m	8	12	9	9	12	12	12
最小转弯半径/m	7.5	7.5	8	8	9.0	12.8	9.5
爬坡能力/%	12.2	26.8	12.2	20	20	12.2	12.2
轮距/m	2.4	2.378	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4
轴距/m	2.8	2.8	3.2	3.2	3.6	3.785	3.9
外伸支腿纵向间距/m	4.91	4.91	5.6	5.6	6.2	6.4	7.0
外伸支腿横向间距/m	4.5	4.6	5.2	5.6	6.2	6.4	7.0
外伸支腿最大压力/kN	180	230	250	300	400	550	550
一对轮胎极限压力/kN	130	140	180	180	230	180	230
运输状态整机全长/m	6186	6055	6851	6900	8950	9960	8950
运输状态整机全宽/m	3200	2990	3200	3300	3300	3500	3300
运输状态整机全高/m	3470	3351	4980	3500	3978	3540	3990
发动机型号	4135AK-2	4135C-1	6135K-1	6BTA5.9-150 康明斯	6BTA5.9-150 康明斯	6135AK-1+495ZD	6CTA8.3-C260 康明斯
发动机功率/kW(PS)	73.5 (100)	58.8 (80)	88.2 (120)	112 (152.2)	112 (152.2)	110.3+36 (150+49)	194 (263.8)
发动机转速/(r/min)	1500	2200	1500	1500	1500	1500	1850
部分生产厂家	红光	北起	红光	力道	力道	红光	力道

注："红光"为红光港机厂；"北起"为北京起重机器厂；"力道"为宜昌力道起重机械有限公司。

2.3.2　组成

电动轮胎起重机由起升、变幅、回转、运行四个机构，臂架、人字架、转台、底架、支腿、机棚等金属结构件，操纵、电气、油路、气路四个系统以及取物装置、安全(监测、报警、限位)装置和配重等组成。一般常将起重机分为上车回转作业部分和下车支承行驶两大部分。图2-24所示为电动轮胎起重机主要组成部分。

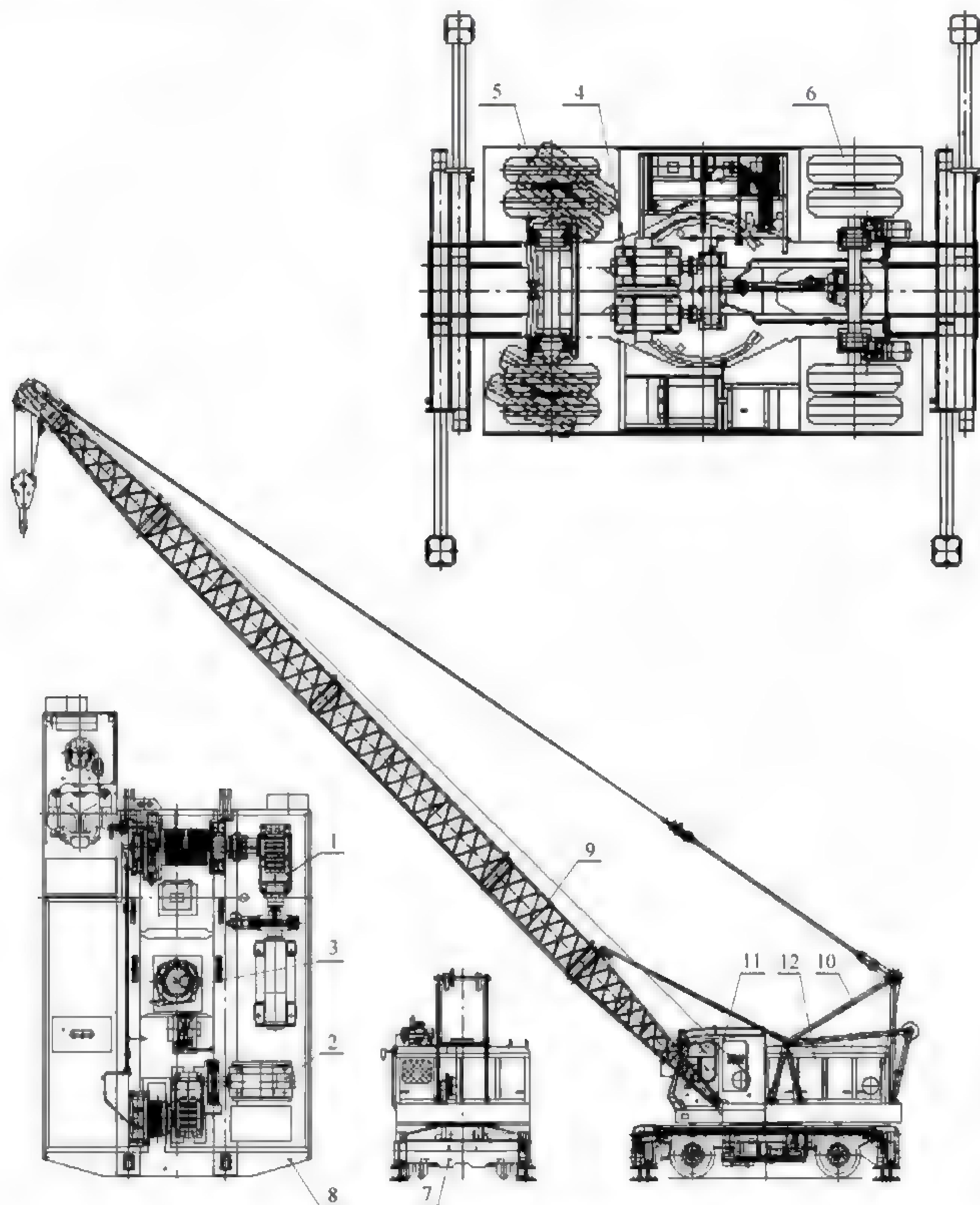


图2-24　电动轮胎起重机

1—起升机构；2—变幅机构；3—回转机构；4—运行机构；5—转向桥；6—驱动桥；7—底架总成；8—转台总成；9—起重臂总成；10—人字架总成；11—司机室；12—机器房

2.3.3 产品分类

电动轮胎起重机一般以柴油机为原动力带动发电机，发电机所发出的电能输送给驱动各工作机构的电动机。按其驱动方式有：内燃机-单直流发电机-多直流电动机驱动系统；内燃机-单交流发电机-多直流电动机驱动系统；内燃机-双直流发电机-多直流电动机驱动系统；内燃机-单交流发电机-多交流变频电动机驱动系统；内燃机、外接交流电源-多直流电动机驱动系统；内燃机、外接交流电源-多直流、变励电动机驱动系统。

1. 内燃机-单直流发电机-多直流电动机驱动系统

内燃机-单直流发电机-多直流电动机驱动的电动轮胎起重机一般以柴油机为原动力带动直流发电机发电，所发出的电能输送给各工作机构的直流电动机。各机构工作速度的调节采用控制柴油机油门改变发电机电压，实现无级调速。这种轮胎起重机电气控制主电路是通过接触器控制电动机运行，如图2-25所示，其控制方法简单、经济，但系统的可靠性和调速性能差。电动机启动时，必须降压启动，以减缓启动冲击；一个机构工作时启动另一个机构必须降压延时接通，影响了机构联合动作的连续性和作业效率。再者，开关控制电路属于有触点的继电-接触器控制系统，接触器在切断电源时，触点易拉弧、烧结、动作失灵，同时直流电动机会产生很强的反电势，易将电动机换向器拉毛、结瘤，严重影响电动机和接触器的使用寿命，所以，在内燃电动轮胎起重机上用接触器控制方法现已越来越少。

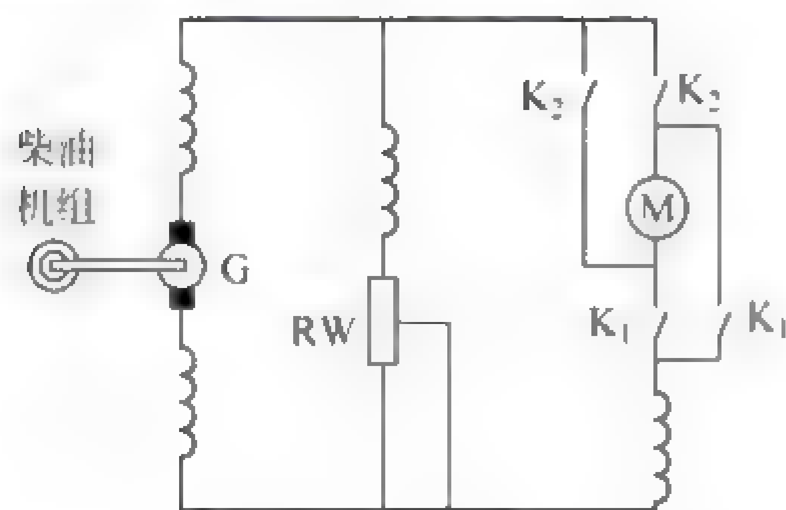


图2-25 直流发电机-接触器-电动机系统

2. 内燃机-单交流发电机-多直流电动机驱动系统

内燃机-单交流发电机-多直流电动机驱动的电动轮胎起重机的柴油机以恒定转速带动交流发电机，发电机与直流电动机主电路通过全数字直流调速器、可编程序控制器(PLC)和串励线圈定向电路连接，各机构由独立全数字直流调速器控制，实现主电路无触点切换和各机构“软”启、制动，如图2-26所示。该系统具有作业效率高、故障低、电气元件寿命长、反应高效，以及可外接交流电源等优点。但为了保证发电机组输出频率稳定的电源(50Hz，400V)，柴油机必须在恒定转速下运行，油耗大，营运成本高等。

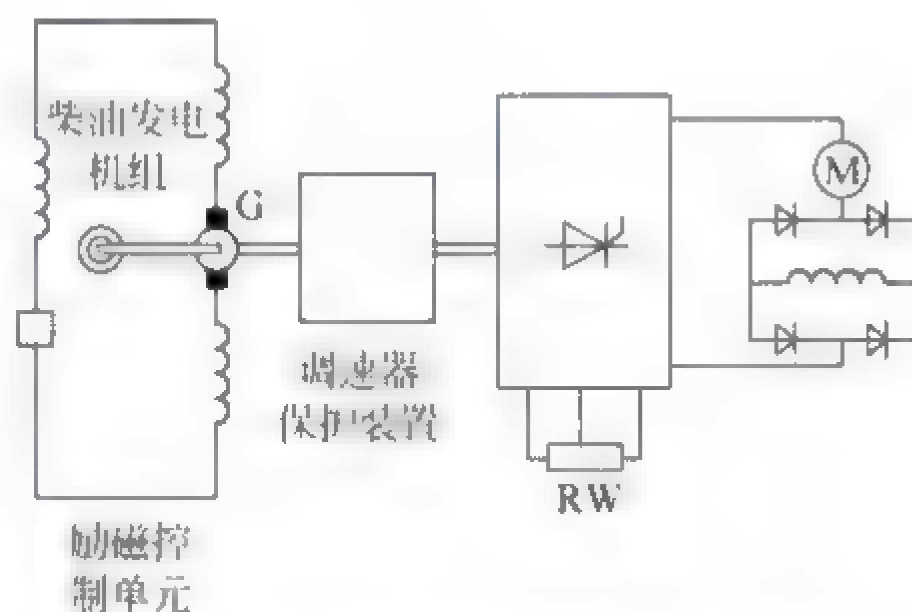


图2-26 交流发电机-调速器-电动机系统

3. 内燃机-双直流发电机-多直流电动机驱动系统

内燃机-双直流发电机-多直流电动机驱动的电动轮胎起重机以柴油机为原动力带动同轴双转子直流发电机为起升、运行和变幅机构电动机提供电源。其电气控制系统同轴双转子直流发电机与起升、运行、变幅电动机分别用导线直接连接，在电动机串励线圈中设置串励绕组定向电路，使串励线圈的电流方向恒定。起升、变幅机构既能单独操作，又能联合动作，解决了单直流发电机联合动作必须降压启动的问题，实现了主电路无触点切换。

由图2-27可知，发电机输出端与电动机输入端用导线直接连接，省去了接触器、全数字直流调速器等中间环节，主电路简单，实现了主电路无触点切换，解决了传统的有触点继电

接触器控制长期存在的问题。这种控制模式应用在轮胎起重机上，电控成本低，可靠性高，营运成本可大幅下降，节能效果十分明显。

直流发电机 直流电动机系统的控制是由励磁控制装置和可编程控制器(PLC)等部分组成的。起重机工作时，既可调节油门改变发电机输出电压，实现电动机无级调速，又可通过改变起升、变幅主令控制器角度大小(调节电位器电阻大小)，调节起升、变幅直流发电机励磁电流，实现发电机输出电压(0～400V)平滑调节电动机速度，也实现了电动机“零电流”启动和“零速”抱闸，并按预设的加(减)速度启(制)动，确保启、制动平稳。柴油机正常或怠速运转时，主令控制器位于“零位”，发电机为零励磁，发电机输出电压为零，电动机停止运行。通过改变起升及变幅主令控制器正、反向位置，可改变直流发电机励磁线圈电流方向，即可得到两个方向完全相反的磁场，从而改变直流发电机输出电压的极性，实现直流电动机正反向。

从图2-27所示的控制模式看，它既具有全数字直流调速和交流变频调速完全相同的运行特性，又实现了电动机高性能、宽范围的无级调速和主电路无触点切换，且线路简单，系统可靠性高，节能效果明显，因此在电动轮胎起重机上具有广泛的应用前景。

4. 内燃机-单交流发电机-多交流变频电动机驱动系统

内燃机 交流发电机 多交流变频电动机驱动的电动轮胎起重机以柴油机为原动力带动交流发电机，所发出的电能可以通过交流变频调速器控制，实现各机构电动机的调速。该控制系统对电源要求高，不能实现自动重载低速(额定速度)、轻载高速(高于额定速度)的优异起重特性。

5. 内燃机、外接交流电源-多直流电动机驱动系统

内燃机、外接交流电源-多直流电动机驱动的电动轮胎起重机是一种综合内燃机-直流发电机驱动和外接交流电源-电力驱动的优点而开发的电动轮胎起重机。这种起重机可以实现两种能源替换驱动，根据作业场地的条件选择不同能源供给方式。它既可以由自身柴油机驱动进行作业和长距离运行，也可以外接交流电源进行作业和短距离运行，是一种兼有机动性和经济性的电动轮胎起重机。

以内燃机-单/双直流发电驱动多直流电动机方式，起重机工作时，由励磁控制装置和可编程控制器(PLC)控制；外接交流电源，通过全数字直流调速器、可编程序控制器(PLC)控制时，各工作机构均能实现无级调速。

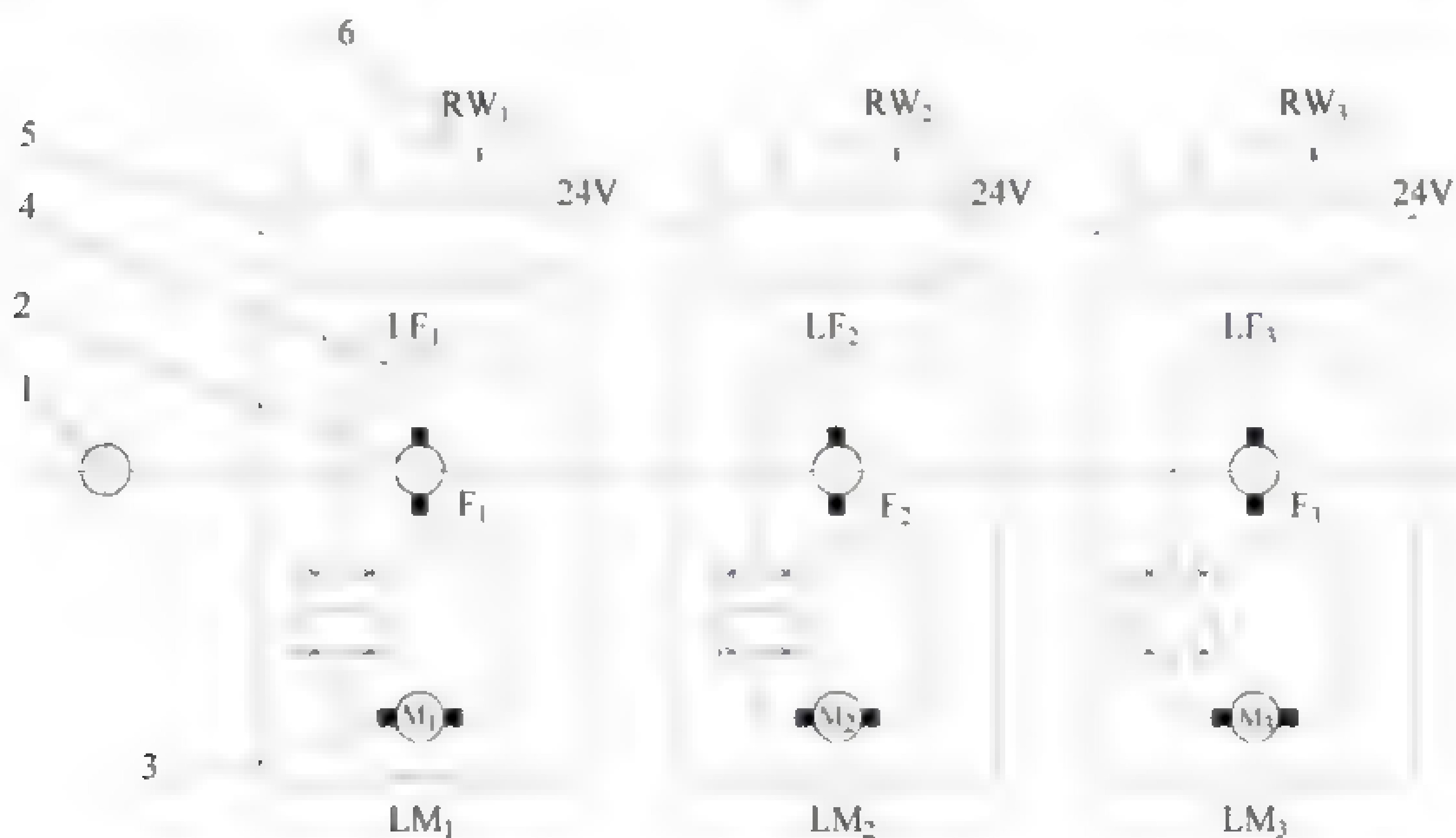


图2-27　同轴发电机 电动机系统

1—柴油机；2—同轴发电机；3—机构电动机；4—励磁线圈；5—励磁控制器；6—电位器

6. 内燃机、外接交流电源-多直流、变励电动机驱动系统

内燃机、外接交流电源-多直流、变励电动机驱动的港口电动轮胎起重机是集传统驱动方式之优点研发的一种节能型电动轮胎起重机。这种起重机是将起重机作业时负载下降时的位能、负载减速时的惯性能、负载停止时的制动能以及利用内燃机作为原动力的起重机械设备的待机能量通过"能量管理系统"进行高效回收、储存和自循环重复利用，节能减排效果明显；该机既可采用内燃发电机组供能，也可采用市电电网供能；外接交流电供电，节能减排效果更加显著。这种节能型电动轮胎起重机将成为港口一种较理想的机型。

2.3.4 主要工作机构

1. 动力传动系统

动力传动系统一般由内燃发动机驱动直/交发电机发电，所发出的电能输送给各工作机构的直/交流电动机，通过控制系统将电能转化成机械能来驱动各执行机构工作，实现起重机的作业功能。

2. 起升机构

起升机构由电动机通过带制动轮梅花弹性联轴器、圆锥圆柱齿轮减速器、低速轴齿式联轴器驱动卷筒轴，再通过内涨离合器驱动卷筒卷绕钢丝绳，实现吊钩的提升与下降。起升机构如图2-28所示。

内涨离合器为全浮常闭式结构，其离合动作通过电磁气阀来控制，可使用其作紧急抛钩与空钩快速下降。

电动机轴端装有常闭直流电力液压推杆制动器，卷筒上装有外箍机械带式制动器，工作可靠。

起升机构采用莱布斯绳槽卷筒，保证了多层钢丝绳的有序卷绕。

3. 变幅机构

变幅机构由电动机通过带制动轮梅花弹性联轴器驱动圆柱齿轮减速器，由减速器的输出轴带动莱布斯绳槽卷筒卷绕钢丝绳，再通过变幅滑轮组实现起重臂的俯仰起落。变幅机构如图2-29所示。

该机构采用直流电磁鼓式制动器，同时采用棘轮停止器，紧急状态时，可有效制动变幅卷筒，防止臂架下落。

4. 回转机构

回转机构由电动机、浸油式摩擦片式极限力矩联轴器、脚踏常开卧式机械块式制动器、行星齿轮减速器、输出轴、回转小齿轮及单排四点接触球式回转支承组成，如图2-30所示。电动机通过浸油式摩擦片式极限力矩联轴器、行星齿轮减速器、输出轴驱动小齿轮围绕回转支承的大齿圈转动，实现起重机回转部分的正反转。

5. 运行机构

运行机构由电动机、齿式联轴器、合流减速器、万向传动轴、转向桥、驱动桥组成，采用双电机驱动，如图2-31所示。电动机通过齿式联轴器、合流减速器、万向传动轴驱动专业工程专用驱动桥(后桥)主减速器，经过差速器和后桥半轴驱动轮边减速器带动车轮滚动。

采用前桥转向，后桥制动，通过气动操作控制双腔制动气室可实现行驶和驻车制动。

2.3.5 技术发展趋势

随着社会的发展和进步，能源和环境、节能降耗、绿色环保问题越来越受到人们的关注，研究电动轮胎起重机位能负载能量的回收及应用有着积极意义。

起重机位能回收及再利用一直是业内研讨的重点。近年来，国内许多学者提出的"能量回馈技术"和"超级电容器直流母线储能技术"的节能方式，虽有节能效果，但在使用上仍受到一定的限制，因此使产品缺乏竞争力。

研究一种将起重机作业时负载下降时的位能、负载减速时的惯性能、负载停止时的制动能按照能量控制与能量管理系统进行设计，最大限度将位能负载能量回收及自循环再利用的电动轮胎起重机必将成为用户首选机型。

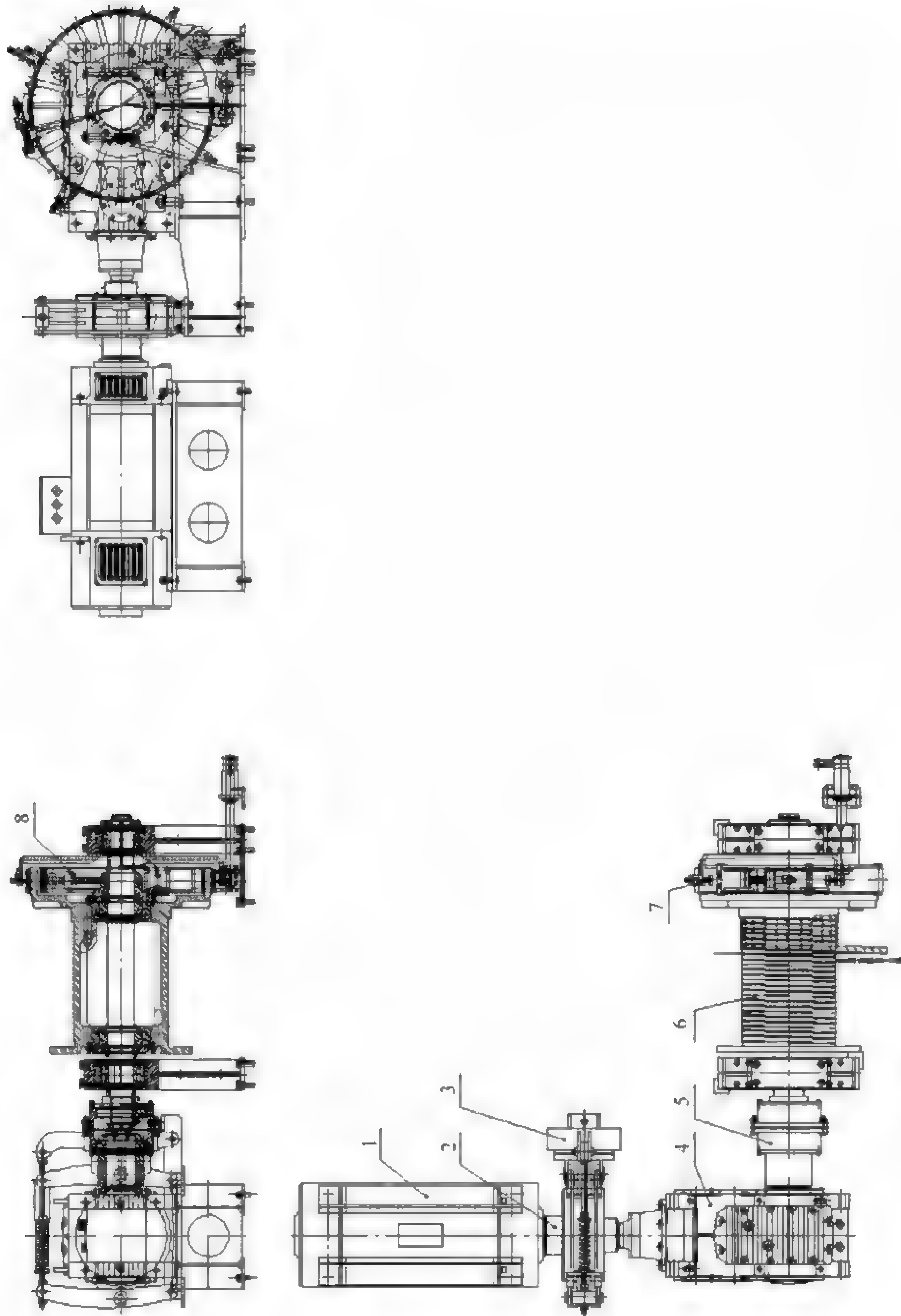


图 2-28　起升机构

1—直流电动机；2—带制动轮联轴器；3—直流电力液压推杆制动器；4—圆锥圆柱齿轮减速器；5—低速轴齿式联轴器；6—起升卷筒；7—外张带式制动器；8—内涨离合器

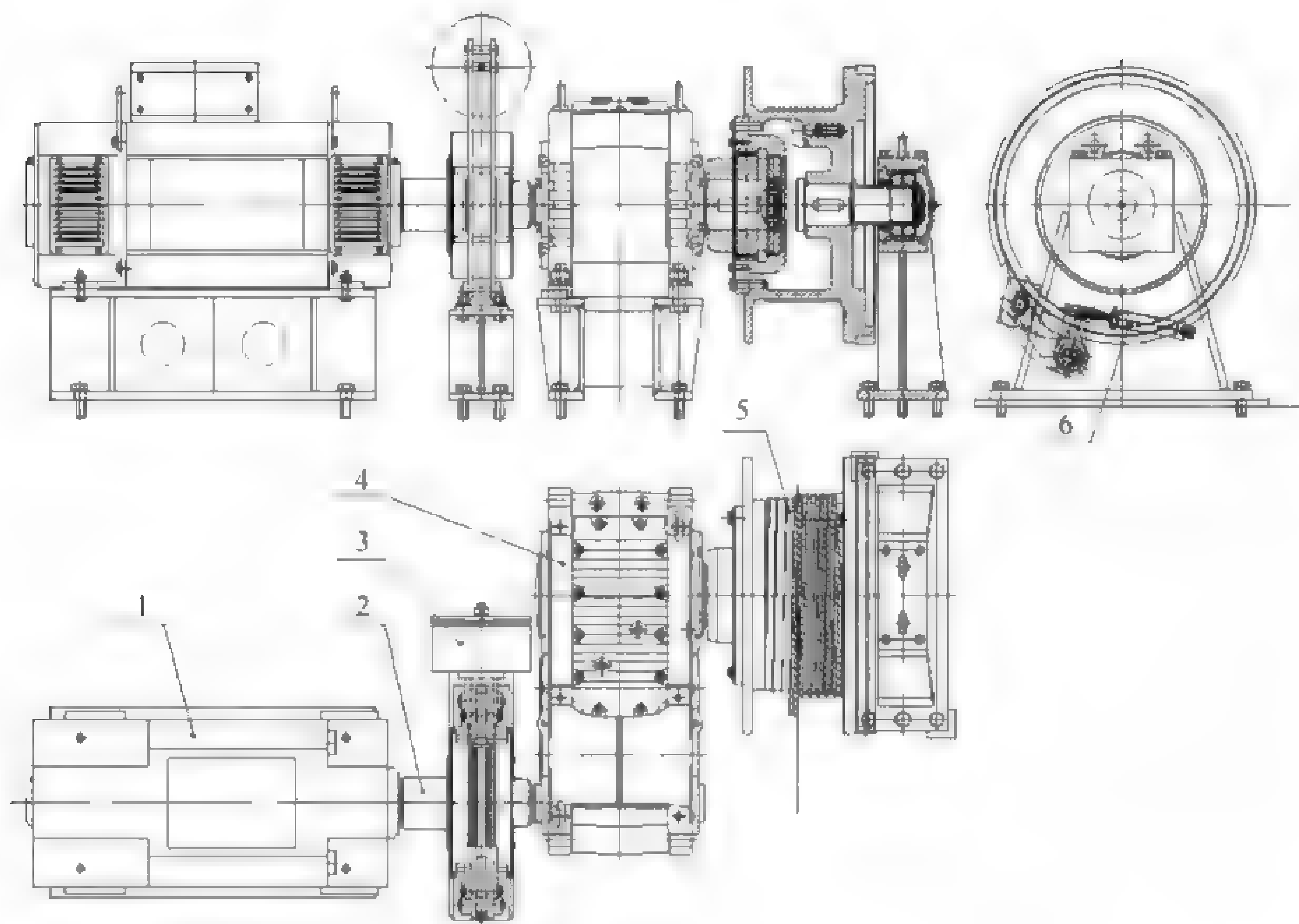


图 2-29 变幅机构

1 直流电动机；2 带制动轮梅花联轴器；3 直流电磁鼓式制动器；4 圆柱齿轮减速器；5 卷筒；6 棘轮停止器

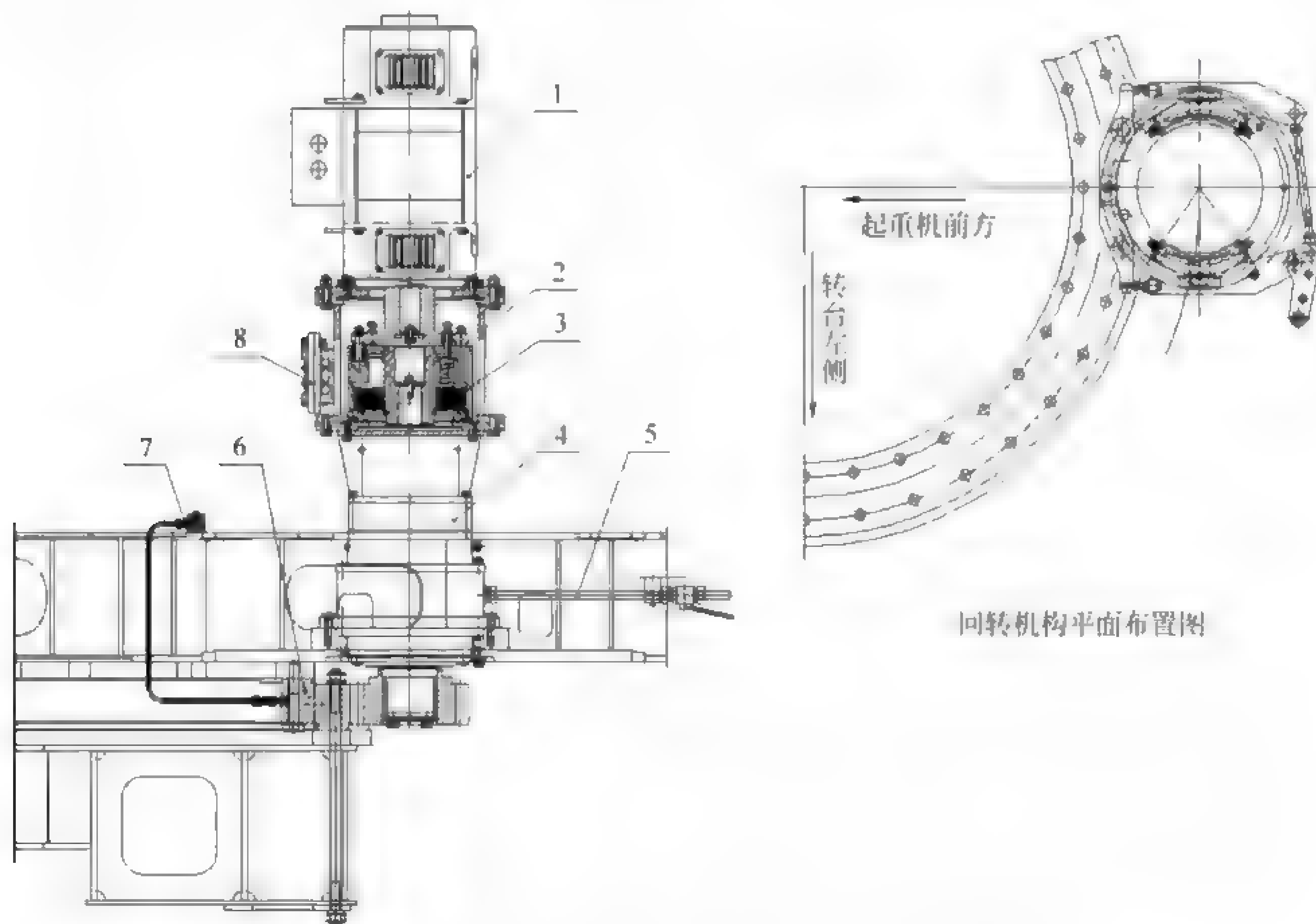


图 2 30 回转机构

1—电动机；2—上箱体；3—极限力矩联轴器；4—行星齿轮减速器；

5—泄油装置；6—回转支承装置；7—润滑管路；8—制动器

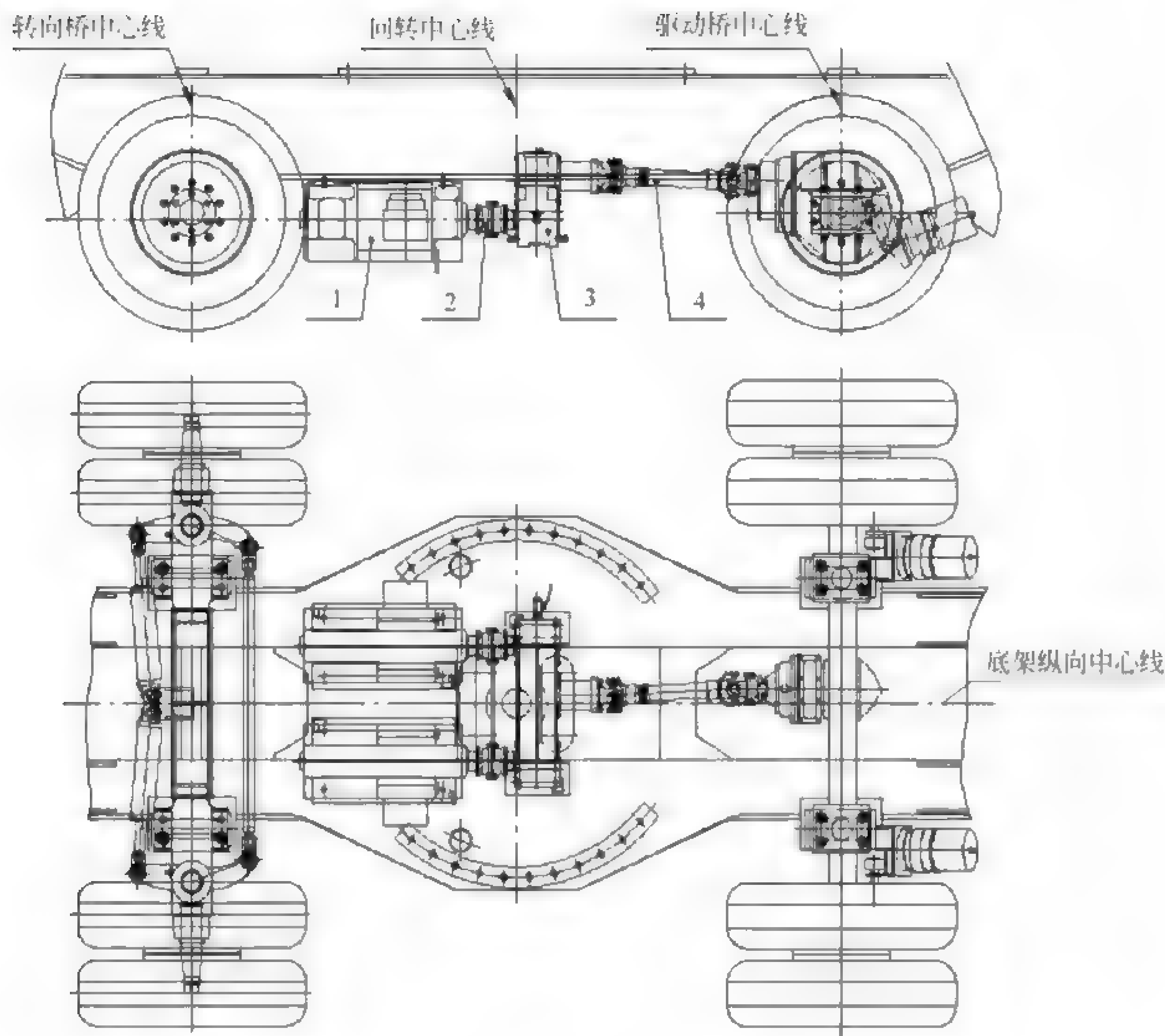


图 2-31　运行机构

1—电动机；2—联轴器；3—合流减速器；4—传动轴

2.4　高架轮胎起重机

高架轮胎起重机是一种广泛应用于港口集装箱、件杂货及散货等装卸作业并可方便转场的多用途起重设备。该起重机既具有轮胎起重机自由行走的功能，又具有一般门座起重机的装卸作业功能，可以采用抓斗、集装箱和吊钩等吊属具进行装卸作业。

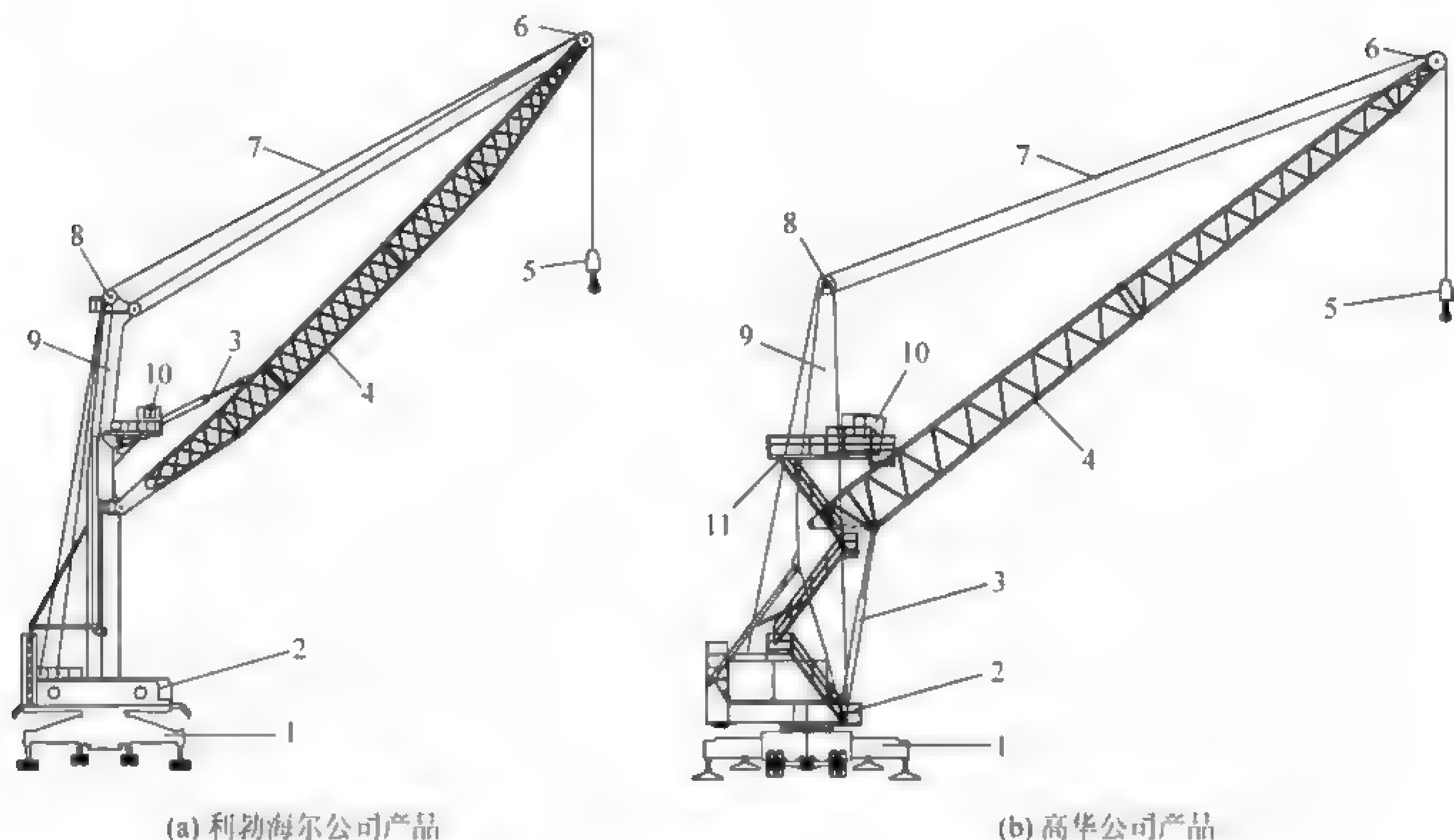
2.4.1　基本构造

典型高架轮胎起重机主要由吊属具、起重臂、塔柱、转台和底盘五大部分组成，如图 2-32 所示。其中，起重臂上除设置有端部滑轮外，根据作业需要，还可在适当位置安装电缆卷筒、照明灯和摄像头等装置；塔柱是高架轮胎起重机的主要承载构件之一，在塔柱主结构上安装有顶端滑轮、上部司机室和梯子等装置；转台上主要布置有下部司机室、平衡重、卷扬、动力系统及能量回收等装置；底盘是高架轮胎起重机构造最复杂、最重要的部件，主要由下车架、支腿、车轮组件和悬架系统等组成。

2.4.2　工作机构及系统

1. 起升机构

高架轮胎起重机的起升机构一般由电动机、减速器、双联单层卷筒和滑轮组等组成。减速器通常为三点固定支承，可通过减速器底座的传感器直接检测出货物的重量，还可消除机械振动和安装不当引起的内应力。在减速器轴上安装有盘式制动器，起升机构不工作时由弹簧的作用使两个蹄片将制动盘夹住；起升机构工作时，通过液压将弹簧力压缩使蹄片放松制动盘，发生电气故障时能自动消除液压进



(a) 利勃海尔公司产品　　(b) 高华公司产品

图 2-32　高架轮胎起重机结构组成

1—底盘；2—转台；3—变幅液压缸；4—起重臂；5—吊属具；6—臂架端部滑轮；7—钢丝绳；8—塔柱顶端滑轮；9—塔柱；10—司机室；11—梯子总成

行制动。此外，制动蹄片上设有行程开关，实时监测蹄片的磨损情况。当磨损达到极限值时，蹄片可自动调整间隙。卷筒上装有两根单层缠绕的钢丝绳，并设有防跳绳装置。卷筒轴端安装有凸轮式行程开关，用以控制起升高度。根据作业需求还可配置双卷筒，如四绳抓斗作业工况需配置两个卷扬机，一个用于抓斗的支持与升降运动，另一个用于抓斗的开闭与升降运动。

2. 变幅机构

高架轮胎起重机属于动臂式起重机，通过变幅液压缸伸缩带动臂架俯仰运动实现变幅。变幅液压缸具有上置和下置两种设计方式。液压缸上置指液压缸位于起重臂上方，可节省有效工作空间，使起重机能够更靠近船只作业，安全稳定，但液压缸根铰点位于塔柱上，对塔柱结构要求较高；液压缸下置即液压缸位于起重臂下方，降低了塔柱结构的设计要求，但增加了液压缸和回转平台的设计要求。此外，高架轮胎起重机设置有滑轮组补偿装置，使货物在变幅过程中水平或近似水平移动，避免了变幅过程中货物重心高度的变化而耗费变幅驱动功率，且滑轮组补偿装置能够平衡起重机变幅过程中的部分变幅力，使液压缸受力情况较好。

3. 回转机构

高架轮胎起重机回转机构由回转支承和回转驱动两部分组成。回转支承连接回转平台和底盘，可实现水平面内无限制旋转。回转驱动装置位于回转平台上，液压马达（或电动机）经过减速器带动小齿轮，小齿轮与下车架上的大齿圈相啮合，实现起重机回转。回转机构采用了模块化设计技术，可根据起重机的类别和功能配置驱动单元的数目。

4. 运行机构

高架轮胎起重机的运行机构主要由液压式悬架系统、转向系统和车轮组件三部分组成。其中，悬架系统和转向系统是决定高架轮胎起重机行驶性能的关键技术。

5. 悬架系统

高架轮胎起重机运行机构采用液压式悬架系统，每组车轮的悬架液压缸之间相互连通，其结构如图 2-33 所示。液压悬架系统能够根据路面情况自动调整悬架液压缸的伸缩量，使起重机在不平整路面上行驶时各车轮组件

悬架液压缸内压力得到均匀分配，避免了车轮和码头地面负载过高。液压悬架系统还可作为起重机车身的提升系统，当某一车轮需要更换时，可关闭此车轮的悬架液压缸，通过调节其他车轮悬架液压缸提升车体，便于轮胎的拆装。

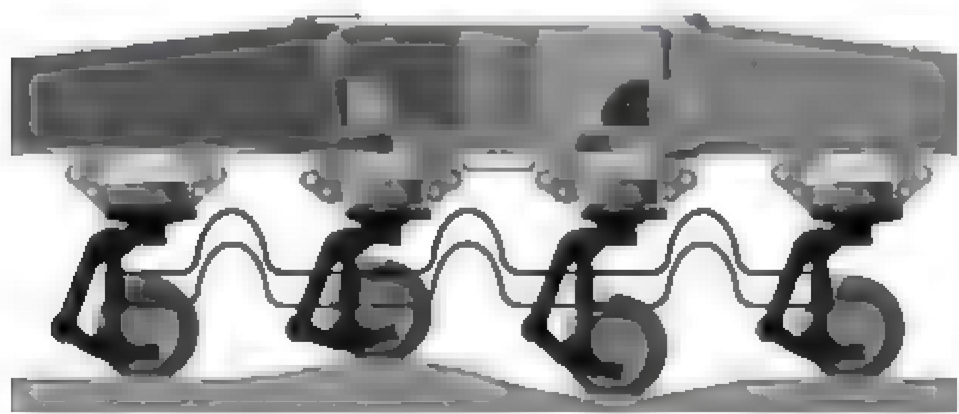
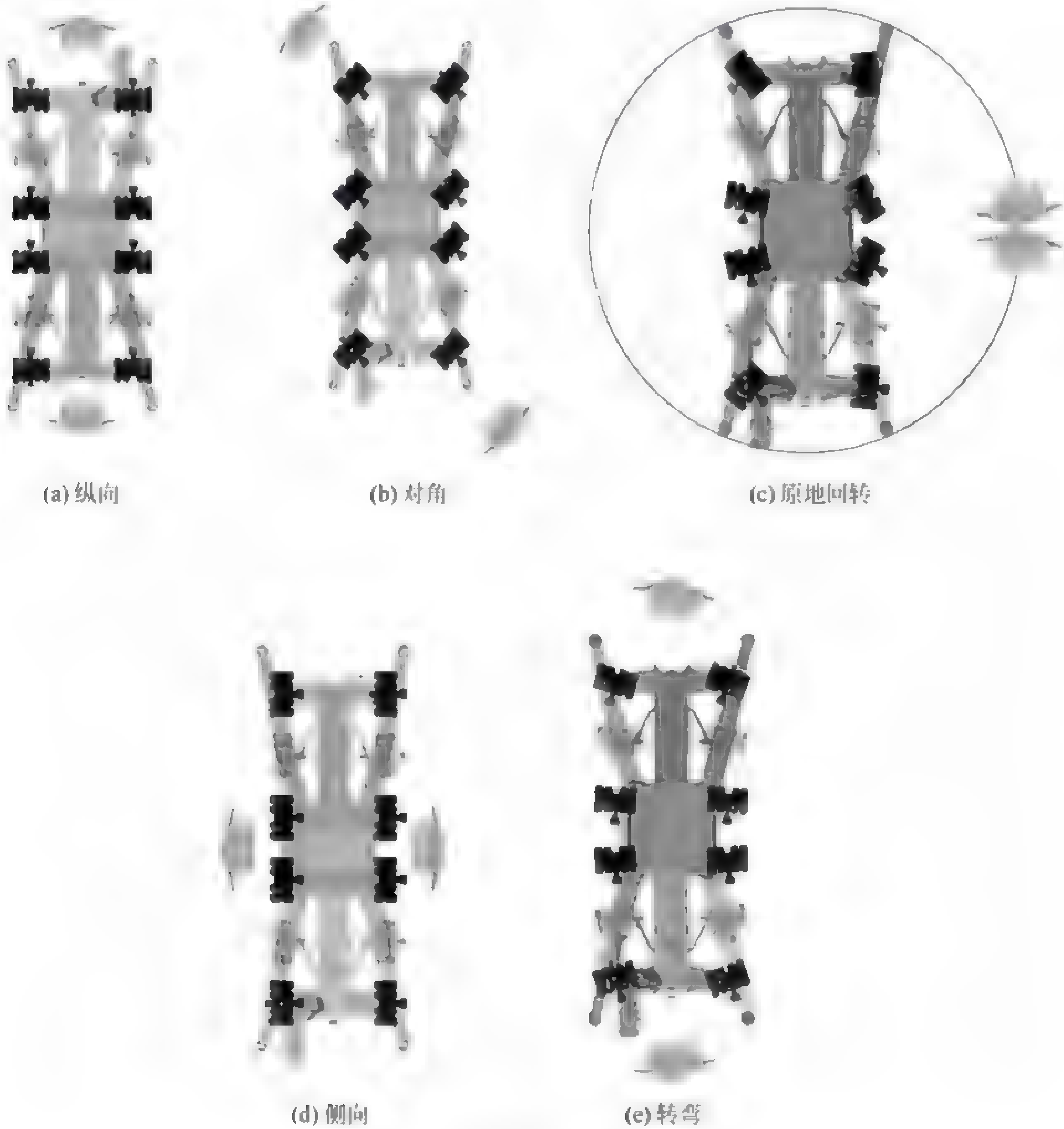


图 2-33　悬架系统结构简图

6. 转向系统

高架轮胎起重机采用独立的车轮组件，可单独控制和移动所有的车轮，保证了起重机的转向性能。在转向行驶时，每个驱动桥两侧的驱动轮都能以不同的角速度旋转，以满足不同转向轮在不同转向半径下转速不同的要求，同时还能避免因两侧驱动轮以相同速度转动时而发生的纵向滑移或滑转；驱动桥内装设有差速器来满足两侧车轮以不同速度转动的要求；非驱动桥两侧的从动轮都能在轴线上自由转动，以使从动轮同样能以不同的角速度旋转。图 2-34 所示为高架轮胎起重机的转向系统。



(a) 纵向　(b) 对角　(c) 原地回转

(d) 侧向　(e) 转弯

图 2-34　高架轮胎起重机转向系统

7. 支承机构

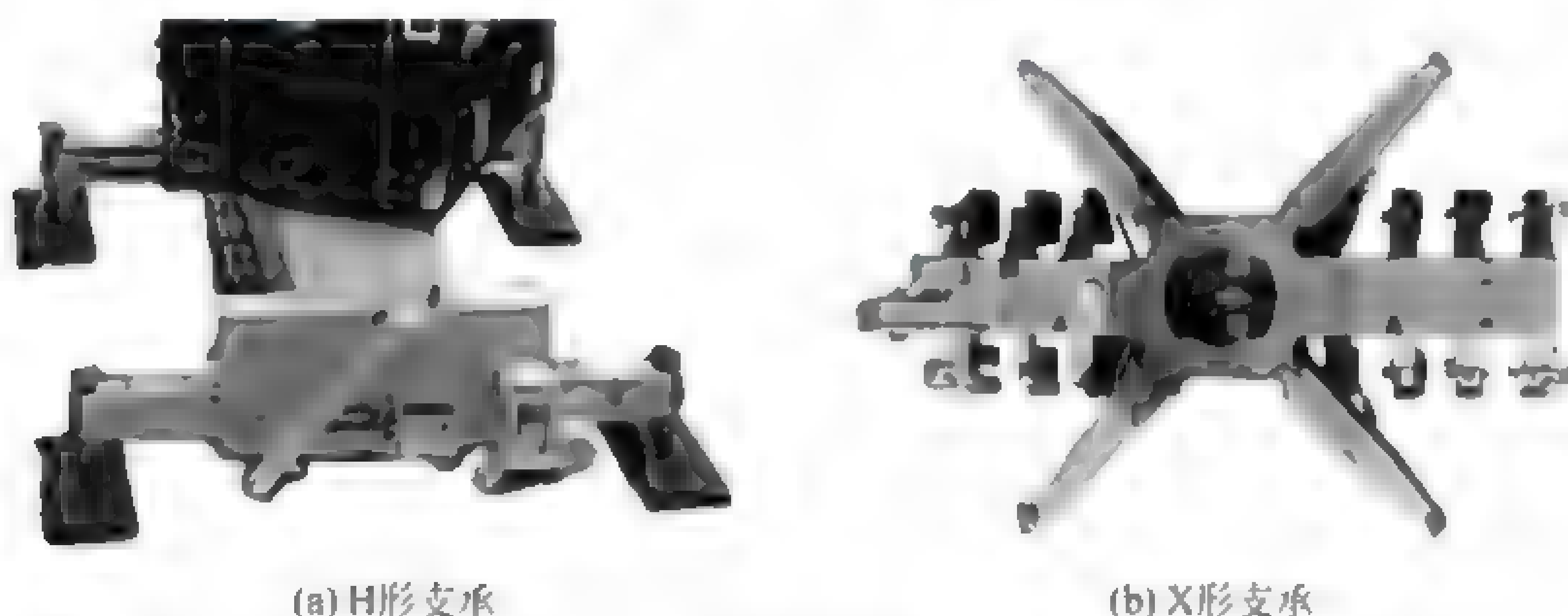
支承机构有H形和X形两种形式，分别如图2-35(a)、(b)所示。H形支承机构的固定支腿箱与下车架刚性连接，改善了下车架的受力状况。为增大其外伸距离，提高整机稳定性，左右支腿相互叉开。这种结构具有结构简单、耗材量少、易于调平、对场地平整度要求低等特点。X形支承机构的支腿与回转支承直接铰接，支腿伸出后呈X形，上部载荷不必经过下车架而直接由支腿传至地面，减小了下车架承受的载荷及变形，降低了底盘重量。

8. 动力与传动系统

动力与传动系统是高架轮胎起重机的重要组成部分，是决定起重机性能和造价的关键因素。高架轮胎起重机采用双动力驱动系统，动力和传动系统具有两种实现方式：

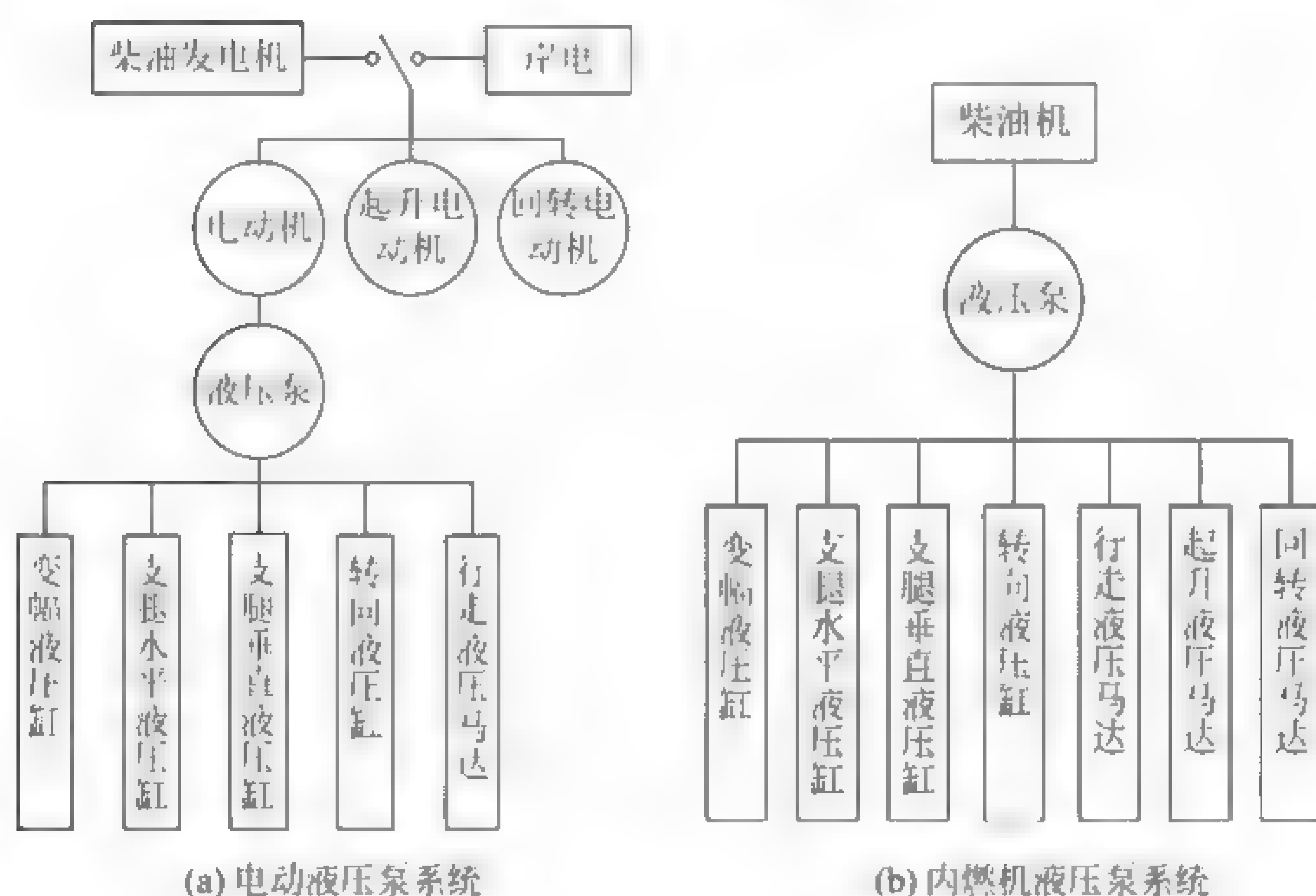
(1) 起重机起升机构、回转机构和运行机构采用电动机驱动方式；变幅机构、转向机构和支腿伸缩机构采用液压驱动方式，该种起重机动力与传动系统如图2-36(a)所示。一般作业场合，柴油机带动发电机发电，驱动整机进行作业。在长期作业的场合，可以关闭柴油机，通过外接电源实现电力驱动。此外，也可以只配备小型柴油机驱动运行机构，运行至作业场地后换接电力驱动。通过外接港口电源给起重机供电，能够提高能源的利用率，降低机构维护成本，减少废气排放，降低噪声污染。

(2) 起重机起升机构、回转机构、变幅机构、运行机构、转向机构和支腿伸缩机构均采用液压驱动方式，该种起重机动力与传动系统如图2-36(b)所示。高架轮胎起重机通过柴油机为液压泵提供动力，液压泵驱动高架起重机



(a) H形支承　　(b) X形支承

图2-35　高架轮胎起重机支承机构



(a) 电动液压泵系统　　(b) 内燃机液压泵系统

图2-36　高架轮胎起重机动力与传动系统方案简图

完成所有动作。采用该传动方式,静液压传动装置实用性能强、耐久性长、保养费用低,独立、可靠的闭式系统使用部件少,在增大操作安全性的同时可以保证起重机运行可靠。

9. 节能系统

高架轮胎起重机设置有超级电容、蓄能器等能量回收装置,可将作业过程中货物下降的势能、主能源提供的多余能量、制动过程中损失的能量等加以回收利用,在节约能源的同时提高了经济效益。利勃海尔公司产品配置有其自行研发的 PACTRONIC 系统,该系统具有存储能量的功能,在作业过程中能够通过释放其回收存储的能量来辅助动力系统为起重机提供动力。此外,该系统还具有增强功率的功能,在不提供大输出功率柴油机的前提下即可大幅度提升起升和回转速度,降低起重机燃料消耗,减少 CO_2 等污染物的排放。

10. 安全保护装置

港口装卸作业环境十分复杂,高架轮胎起重机作业过程中的安全保护尤为重要。高架轮胎起重机上配置的安全保护装置包括以下几种。

(1) 力矩限制器:力矩限制器是一种保证操作安全、限制和指示载荷重量和幅度的装置。当起升载荷或起重力矩超过限定值时,高架轮胎起重机的起升和变幅动作将被停止。起重量和力矩值能够在显示器上实时显示。

(2) 限位开关:高架轮胎起重机的起升、变幅等动作的极限位置处均设置有限位开关。当起重机动作至极限位置时,启动限位开关,改变控制电路,可使起重机相应动作停止。

(3) 支承监控器:上下两个司机室能够监控支承系统的运动和状态,保证起重机作业时的稳定性,能够在未完全收回支承机构情况下锁死运行机构,确保起重机安全行走。

(4) 风速仪:港口作业环境复杂,风速较高,高架轮胎起重机上安装有风速仪对风速进行实时监测,在风速超过作业要求最大风速时发出警报,预防事故的发生。

(5) 行走安全装置:行走时底盘与机架之间被锁定在 0°和 180°位置上。另配有紧急转向动力装置,当转向动力出现故障时,紧急转向动力装置可继续工作,保证行走的正常进行。

(6) 安全阀:液压系统设有多处安全阀,防止过载和过压。

(7) 紧急停止:当起重机和周围人员面临危险情况时,可实行紧急停止。紧急停止按钮安装在司机室、机器房、电控房和底盘的两侧。按下紧急停止按钮,起重机所有动作均停止。重新启动只能在司机室进行。

11. 吊属具

高架轮胎起重机常用的吊具类型包括吊钩、抓斗和集装箱专用吊具等,通过更换吊具类型实现件货、散货和集装箱的吊运作业,满足港口复杂作业需求。常用的吊属具有以下几种。

(1) 可回转吊钩:可控制的吊钩回转装置能作 360°全回转。吊钩装在吊梁及吊环下,密封的吊梁内装有电动机、液压泵、液压马达等。

(2) 全自动集装箱吊具:伸缩式集装箱吊具通过销轴和电缆插头由滑柱连接到吊钩下,吊具边角和两侧共有 6 个翻转导板,便于迅速对准集装箱。对准后,旋锁锁住集装箱后即可起吊。如果未锁住集装箱,将不允许起吊。集装箱着地后才允许松开旋锁。滑柱可使吊梁沿吊钩中心水平滑动,起到调整集装箱重心的作用。吊具主梁上设有伸缩臂,使吊具可起吊 20,35,40ft 等不同规格的集装箱。

(3) 遥控电动抓斗:吊钩下可悬挂电液马达驱动的抓斗,用以抓取煤炭、矿石等不同散装物料,抓斗的容量可根据抓取货物的密度进行选择。抓斗可在上司机室进行遥控。

12. 其他装置

为提高高架轮胎起重机的寿命和作业安全性,可配备以下系统:集中润滑系统、绳索松弛监控系统、冷却和通风系统、防摆动系统、定点系统、防斜拉系统、动态防碰撞系统、同步起重机控制系统、用于数据传输和远程诊断的调制解调器、数据记录器、视屏监控系统、无线遥控、自动支承底盘、额外驱动轮轴组、配有泡沫

轮胎的轮轴组、不同大小的支承基座和支座等。

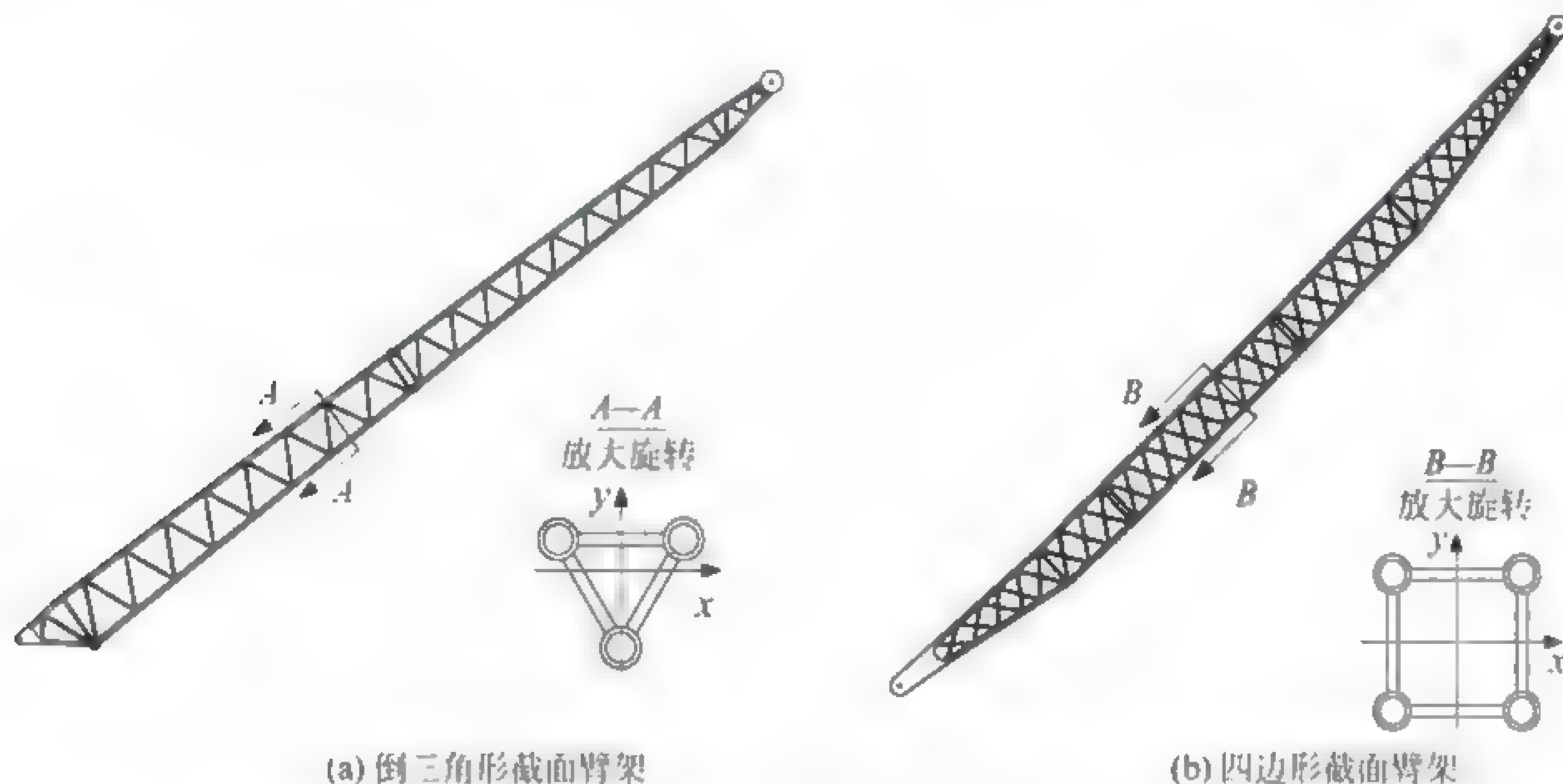
2.4.3 金属结构

1. 起重臂架

高架轮胎起重机的臂架为空间桁架结构，臂架主弦杆和腹杆均为钢管，分为倒三角形和矩形两种截面形式。倒三角形截面臂架一般由多节臂连接而成，臂架截面从根部至端部逐渐减小，如图2-37(a)所示；四边形截面臂架可分为多个臂节，一般根部和端部臂节为变截面结构，中间臂节为等截面结构，如图2-37(b)所示。

2. 塔柱

高架轮胎起重机塔柱分为筒形、箱形和片式三种结构形式，如图2-38所示。筒形塔柱为



(a) 倒三角形截面臂架 (b) 四边形截面臂架

图2-37 高架轮胎起重机臂架结构形式



(a) 筒形塔柱 (b) 箱形塔柱 (c) 片式塔柱

图2-38 高架轮胎起重机塔柱结构形式

变截面封闭式结构，抗扭性能好，风载阻力小，能够适应各种恶劣环境工况，但制造工艺复杂。箱形塔柱为变截面结构，为减轻重量，降低风载荷的影响，塔柱前后侧开有孔洞。片式塔柱由两个工字形截面的片式结构通过连杆焊接而成，结构简单，制造方便。

3. 转台

高架轮胎起重机转台上布置有卷扬、液压动力单元、柴油发动机、配重、电控箱、冷却系统和润滑系统等。卷扬位于转台的尾部，可根据起重机应用场合不同配置不同的卷扬机。液压动力单元为变幅液压缸、转台运行机构、稳定器、起制动系统提供液压油。柴油发动机用于驱动交流发电机输出交流电源，控制起重机完成各种动作。

4. 底盘

高架轮胎起重机底盘由下车架、运行机构和支承系统三部分组成，如图2-39所示。运行机构通过悬架平衡系统将车轴挂在下车架上，允许每个车轮单独沿垂直方向浮动，并能够通过转向系统控制各个车轮摆角，实现整车转向动作。在下车架上伸出的横梁端部设有垂直液压缸，液压缸下部连接支承基座，高架轮胎起重机作业时，压力通过支承系统传至地面。

2.4.4 关键技术

1. 具有补偿滑轮组的液压缸式新型变幅机构设计与优化技术

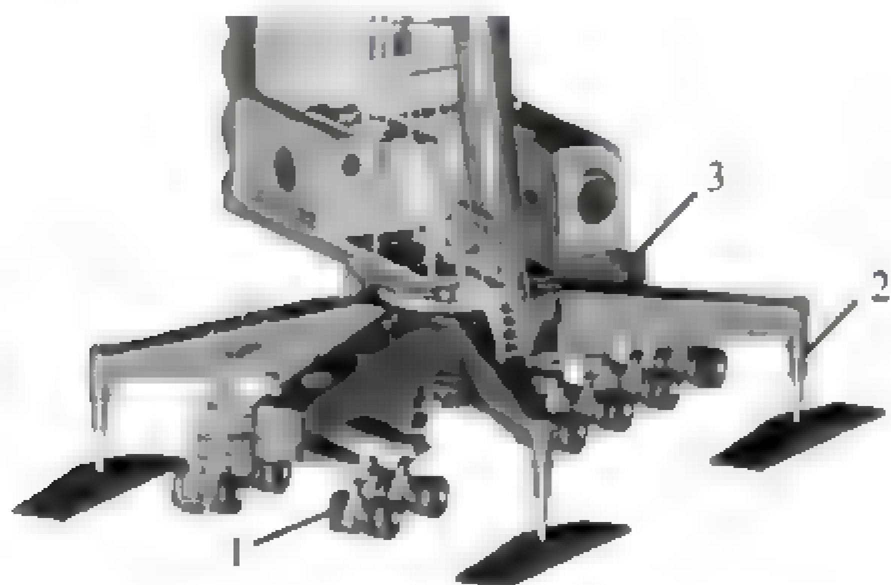
高架轮胎起重机变幅机构区别于传统的卷扬变幅方式，以液压缸为变幅动力源，通过起升绳平衡大部分的变幅力。变幅机构铰点布局应综合考虑货物变幅时水平运动、液压缸受力较小和起重臂受力合理等因素。变幅液压缸可以布置在起重臂的上方或下方，这两种方案需要做综合比较。液压缸位于起重臂上方可以防止由于货物摆动或者船上的集装箱堆垛较高对液压缸造成损坏，节省产品布局空间。液压缸在起重臂的下方，根铰点布置在转台上，通过铰点布局大幅减少液压缸受力，但受压工况下存在液压缸活塞杆失稳的风险。塔头的起升滑轮组可以采用单排滑轮组和双排滑轮组两种方案，需根据塔柱结构形式、变幅液压缸受力及货物水平移动情况等进行对比选择。由于变幅方式采用液压缸变幅，在变幅过程中合理控制液压缸变幅力的大小将成为设计的重点。当采用优化设计方法实施变幅机构铰点布局时，优化目标为货物水平位移和液压缸变幅力最小，这是一个多目标优化问题，采取合理的优化方法尤为重要。

2. 变截面臂架设计技术

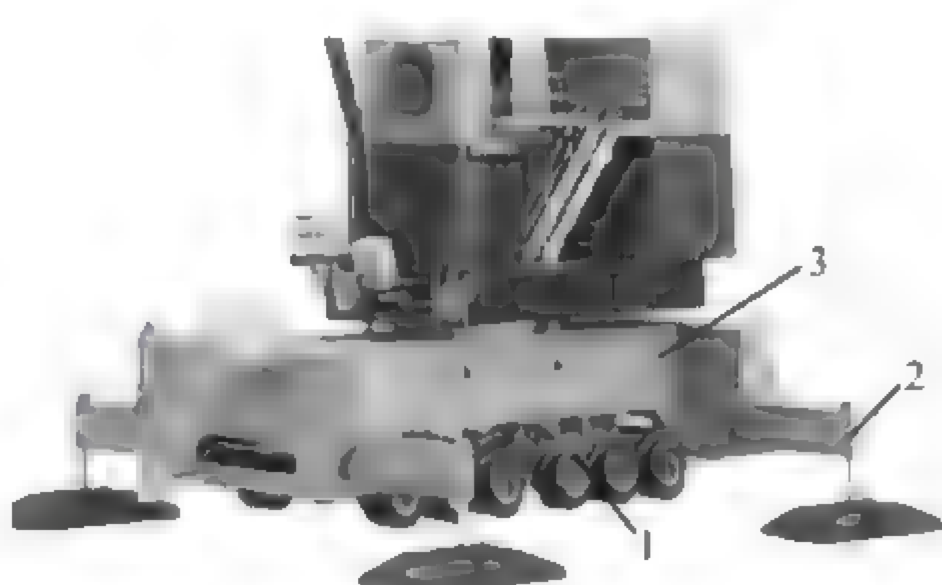
根据高架轮胎起重机结构特点，臂架若采用倒三角形截面，臂架结构通常设计为变截面结构形式；若采用矩形截面，一般根部和端部臂节为变截面结构，中间臂节为等截面结构。此时，可以对臂架进行优化设计。

3. 起重性能计算方法

高架轮胎起重机主要用于完成港口集装箱、散货及杂货等装卸工作，工作环境复杂，工



(a) 利勃海尔典型产品的底盘



(b) 高华公司典型产品的底盘

图2-39　底盘结构形式

1—运行机构；2—支承系统；3—下车架

作级别较高。其变幅过程是通过液压缸伸缩带动臂架俯仰来实现的，变幅机构中没有变幅拉杆或拉索，结构新颖。如何根据高架轮胎起重机独特的结构形式和复杂的工况合理地确定起重性能成为其设计的重点和难点。

4. 底盘设计与控制技术

悬架系统和转向系统是底盘设计的两个关键因素。高架轮胎起重机底盘设置有液压式悬架系统，保证了起重机在不平整地面的使用性能，避免了独立车轮组件和码头超载。与传统被动悬架相比，液压式悬架系统普遍成本高、可靠性较差，如何降低成本、提高悬架系统的安全性和可靠性成为目前液压式悬架系统的研究重点。转向系统由液压系统和控制系统组成，经程序控制，实现多种转向模式。利勃海尔公司产品的转向系统采用了独立的车轮组件及短底盘，通过单独控制车轮组件，利用液压缸控制车轮组件的摆角，通过不同的摆角组合，起重机可以实现任何方向的自动移动。

5. 模块化技术

模块化技术的使用使高架轮胎起重机具有良好的适用性。通过更换不同的卷扬机、电动机和吊属具(吊钩、抓斗及集装箱吊具)等，高架轮胎起重机能够适应多种工况的作业需求。

6. 节能技术

利勃海尔公司产品通过联合使用液压驱动系统与其自行开发的节能系统，在不影响作业效率的情况下能够降低柴油消耗量。此外，LHM550 等型号产品配置一个功率增强器，使得起升和回转速度得到大幅提高。为达到节能目的，高华公司产品利用超级电容技术进行能量回收，货物下降过程中的势能、主能源提供的剩余能量和减速(刹车)过程中的能量损失等都可以为超级电容充电。该技术把原有的“柴油机＋传动机构＋工作机构”动力系统改进为“柴油机＋超级电容＋发电机＋工作电机”的混合动力系统，在节约能源的同时减少了大量 CO_2 的排放量，提高了经济效益。

2.4.5 典型产品及选型

1. HMK260E 型高架轮胎起重机

HMK260E 型高架轮胎起重机是从德国高华公司引进的，主要适用于港口装卸作业和大型设备的安装，其起重性能如图 2-40 所示。

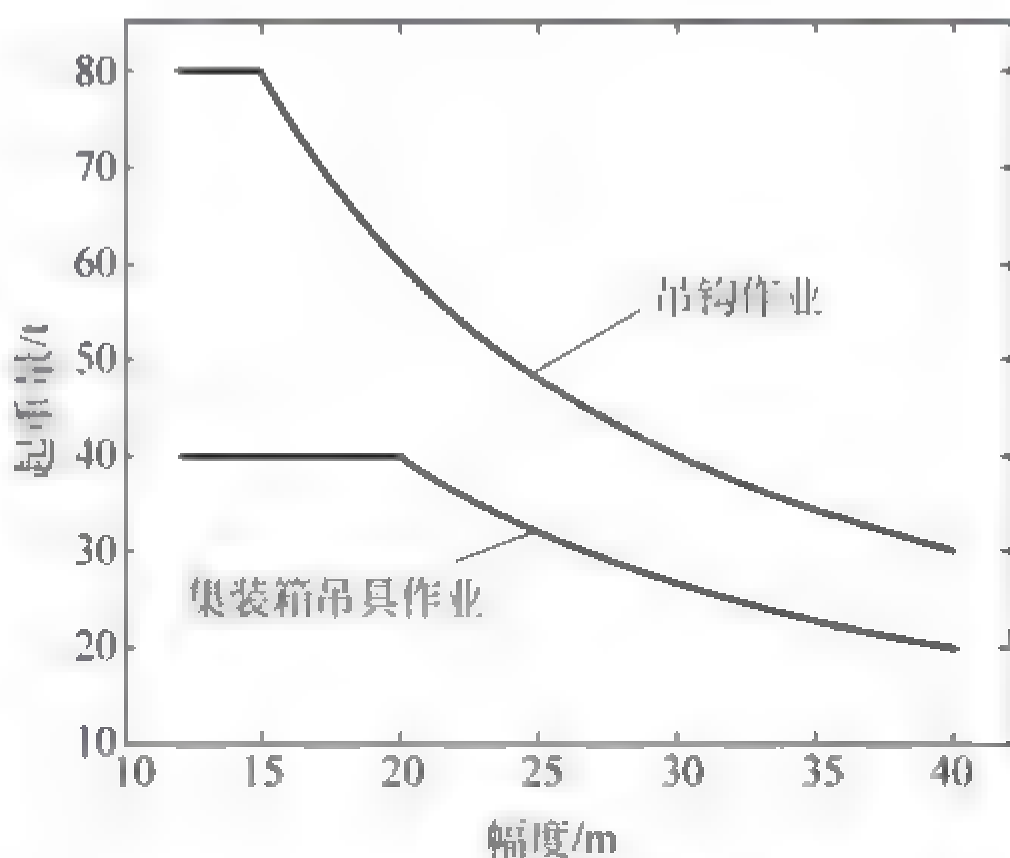


图 2-40 HMK260E 起重性能曲线

HMK260E 采用 PLC 控制系统，实行集中控制，自动化程度很高，控制装置有故障诊断程序，设备维护方便。下机架为焊接箱形结构，箱体内腔可容纳发动机所需的柴油，总容量为 7500L。塔柱垂直支承在下机架上，塔柱由高强度厚钢板通过杆件焊接而成，下支点铰接固定在回转盘上，另有两根拉杆使其与配重连接。当需要远距离移动时，拆除此拉杆即可将塔柱放至与地面保持水平位置。

臂架铰接安装在塔柱中部。臂架为倒三角形截面桁架，三根主弦杆管材尺寸为 ϕ168mm×25mm，腹杆管材尺寸为 ϕ88.9mm×5mm。材料为高强度合金钢。

上司机室安装在塔柱上距地面 17m 高度处，可俯视船上和所有作业区。室内装有可全方位调整的座椅、控制台、通风机、监视仪表和电加热器等。下司机室设在回转平台上，主要控制功能为：发动机的启动、停止；起重机的行走、转向、制动和支承伸缩。HMK260E 主要性能参数见表 2-9。

表 2-9　HMK260E 主要性能参数

主要性能参数		参数值
起重性能	额定起重量/t	40
	最大起重量/t	80
	工作幅度/m	11～40
工作速度	起升速度/(m/min)	0～70
	回转速度/(r/min)	0～1.4
	变幅速度/(m/min)	0～45
	行走速度/(m/min)	0～84
起升高度/m		−15～30
转弯半径/m	内	10.8
	外	17
底盘尺寸/(m×m)		16.5×5.7
支腿跨距/(m×m)		12.2×10
总重量/t		270

2. 高华系列产品

高华公司HMK系列高架轮胎起重机的臂架由两节臂连接而成，为倒三角形均匀变截面形式。变幅液压缸位于臂架下方，塔柱为箱形或片式结构。高华公司高架轮胎起重机具有良好的移动性能，其紧凑的底盘和极小的转弯半径使起重机具有良好的机动性，即使在极其有限的空间范围内也能够自由回转，保证了作业过程中起重机操作的灵敏性。底盘悬架系统能够补偿起重机在不平整路面上行驶时轮胎产生的高度差，使每个轮胎能够均匀受载，保证起重机能够满足严格的码头使用条件。支承系统为H形，底盘受力状况良好，结构简单，易于调平，对场地平整度要求低。高华公司典型产品起重性能如图2-41所示，主要参数见表2-10。

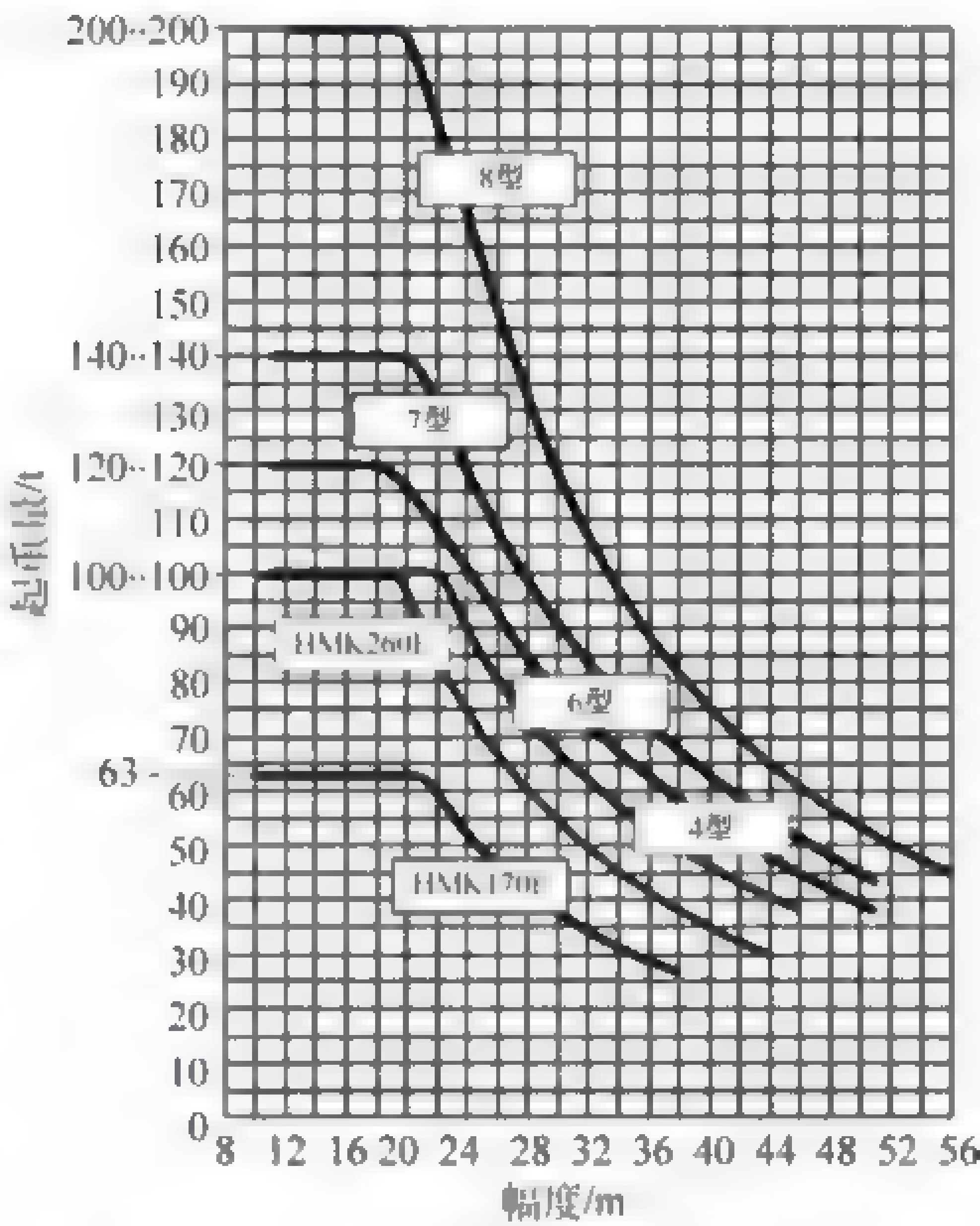


图 2-41　高华公司典型产品起重性能曲线

表 2-10　高华公司典型产品主要参数

主要参数		HMK170	HMK260	2型 2204	2型 2204B	3型 3305	3型 3405	4型 4306	4型 4406	4型 4306B
起重性能	抓斗作业(A8)/t	25	34	—	25	28	28	34	34	34
	抓斗作业(A7)/t	32	40	—	32	34	34	40	40	40
	重型货物/t	63	100	63	63	80	100	74	100	80
	最大幅度/m	38	44	40	38	46	46	46	46	46
	最小幅度/m	10	10	—	—	20	20	22	22	22
起升/下降速度/(m/min)		78	85	100	120	97	100	75	70/90	100
柴油机功率/kW		649	649		—	895	895	895	895	895

主要参数		6型 6507	6型 6407	6型 6407B	7型 7308	7型 7408	7型 7608	7型 7408B	8型 8410	8型 8610	8型 8710	8型 8410B
起重性能	抓斗作业(A8)/t	40	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50
	抓斗作业(A7)/t	50	50	50	57	57	57	57	63	63	63	63
	重型货物/t	125	100	100	74	100	140	100	100	140	200	100
	最大幅度/m	51	51	51	51	51	51	51	56	56	56	50
	最小幅度/m	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
起升/下降速度/(m/min)		116	90/120	110	75	90/120	100	110	90/120	100	90/120	140
柴油机功率/kW		—	—	—	1112	1112	1112	1112	1656	1656	1656	1656

3. 利勃海尔系列产品

利勃海尔公司LHM系列高架轮胎起重机臂架截面为四边形结构，顶节和底节臂架为变截面，中间臂节为等截面，变幅液压缸位于臂架上方，塔柱为筒形结构。底盘上安装有多个易于拆装的四轮组件，行驶过程中可单独控制和移动所有的车轮组件。由于采用了独立可移动式车轮组件及超短的底盘，起重机不仅可以在小范围内旋转，还可以进行纵向移动、对角线移动等，具有良好的机动性能。此外，由于采用了模块化的底盘设计，可以通过安装额外的车轮组件来减小轮胎对码头的压力，以适应码头的承载能力。支承系统为X形，吊载过程中上部载荷不经过下车架而直接由支腿传至地面，减小了下车架因承受较大载荷而产生变形。利勃海尔公司系列产品主要参数见表2-11。

4. 产品使用条件

(1) 由于在设备投资、适用性、维修费用以及附属设施等方面的更加经济合理性，高架轮胎起重机可替代港口门座起重机成为多用途的码头前沿装卸设备。

(2) 高架轮胎起重机可以与门座起重机、岸边集装箱起重机联合作业，提高装卸效率，缩短作业时间。

(3) 作为多用途码头的前沿机械，可节约为安装、拆卸轨道式起重机支付的拆卸费用和码头的基建投资。

(4) 作为堆场装卸机械，由于此种起重机的起升高度和工作幅度大，在堆场使用优于普通轮胎起重机。

(5) 高架轮胎起重机采用H形或X形液压支腿，每个支腿有多个支承点，支承面与地面接触面积加大，接地比压可小到0.11～0.2MPa，低于普通轮胎起重机。

(6) 该产品自重相对较大、支腿压力大，因此使用中对码头的承载能力有较高的要求。新建的码头应按照装卸工艺选定的机型进行设计，如果应用于老码头，应对码头的承载能力进行校核。

5. 产品选型

高架轮胎起重机的选型除了要考虑其基本性能参数，如起重量、起升高度、工作幅度、工作效率等外，还应以生产实际需要的性能数据及其与其他设备(如集装箱正面吊、单斗车、搬运车等)的匹配度为依据，选择一种性能参数接近或略高于实际生产需要的产品型号。

一般影响高架轮胎起重机选型的港口方面因素主要有码头承载能力、装卸货船类型和装卸货种。如果高架轮胎起重机的性能与货船类型及装卸货种不能够相匹配，就会降低港口的生产效率，影响港口企业的经济效益和长远发展。以装卸新大洋洲轮为例，新大洋洲轮为第六代超巴拿马特大型集装箱船，船长334m，船宽42.8m，最大装箱量8500TEU，集装箱的最大承载能力约为35t，因此需选配有效作业幅度范围大于42.8m、整个作业幅度范围内最大起重量大于40t(考虑吊具及钢丝绳等自重)、满足码头承载能力要求的高架轮胎起重机，如利勃海尔公司的LHM600型高架轮胎起重机。

2.4.6 发展趋势

高架轮胎起重机的发展趋势主要包括以下几方面：

1. 大型化

集装箱航运的发展，尤其是超巴拿马型船、好望角型船的出现，对高架轮胎起重机提出了新的挑战。目前，利勃海尔公司的LHM600型高架轮胎起重机最大起重量可达208t，最大工作幅度为58m。

2. 智能化

利勃海尔公司的高架轮胎起重机采用了精确定位控制系统和减摇摆控制系统，可自动识别和预先选择提升设备，实现直接定位装卸，自动平衡货物的旋转摆动、翻转及纵向摆动。高华公司的产品采用了负载线性制导系统、负载减摇摆系统及点对点工作模式，可以大幅度提高操作者的作业效率。

3. 模块化

模块化底盘及吊具装置的使用增强了产品的适用性。产品在作业过程中，通过添加独立的模块化车轮组件，使起重机能够适应码头严格的承载压力要求。

4. 节能减排

节能减排是未来高架轮胎起重机发展的必然趋势，通过采用蓄能器、超大电容等节能技术，能够降低高架轮胎起重机工作过程中的能量消耗，减少环境污染，提高经济效益。

表 2-11　利勃海尔公司系列产品主要参数

主要参数		LHM120	LHM180	LHM280	LHM420		LHM550		LHM600		
					货物	集装箱	货物	集装箱	货物	集装箱	重型作业
起重量	抓斗作业/t	19(A8)	24(A8)	36(A8)	52(A8)	—	52(A8)	—	63(A8)	—	
		24(A7)	35(A7)	45(A7)	—	—	—	—	75(A7)	—	
	一般货物/t	30(A6)	61(A4)		70(A6)		77(A6)			73(A8)	73(A8)
	集装箱/t	36	30(A7)	55(A7)	—	57(A7)	—	63(A7)	—	73(A8)	73(A8)
	重型货物/t	42(A4)	76(A3)	84(A4)	124(A3)	—	144(A3)	—	208(A3)	—	208(A3)
主要尺寸	作业幅度/m	8～30	9～35	10～40	10.5～48	10.5～48	11～48	11～54	13～50	12～58	12～58
	臂根铰点高度/m	10.1	12.5	15.4	17.8	17.8	17.8	22.6	18.6	23.4	18.6
	视线高度/m	15.2	17.6	20.8	23.8	23.8	24.3	29.1	25.1	29.9	25.1
	塔顶高度/m	19.6	23.5	28.3	32.8	32.8	33.7	40.7	35.9	43.5	38.7
	底盘尺寸（m×m）	12.6×5.4	12.6×5.4	16.2×5.4	20×6	20×6	20.7×6	20.7×6	24.7×6	26.7×6	26.7×6
	标准支承基座尺寸（m×m）	9×9	10×10	11×11	12.5×12.5	12.5×12.5	12.5×12.5	12.5×12.5	14×14	14×14	14×14
	标准支承尺寸（m×m）	4×5.5×0.8	4×5.5×0.8	4×5.5×1.3	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8	4×5.5×1.8
	支座标准支承面积/m^2	4.4	4.4	7.15	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
工作速度	起升/下降速度/(m/min)	0～90	0～90	0～90	0～120	0～120	0～120	0～120	0～120	0～120	0～120
	回转速度（r/min）	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6	0～1.6
	变幅速度（m/min）	0～67	0～83	0～75	0～85	0～85	0～85	0～85	0～100	0～100	0～100
	行走速度（km/h）	0～5.4	0～5.4	0～5.4	0～5	0～5	0～5	0～5	0～5	0～5	0～5
	散货装卸效率（t/h）	550	800	1000	1500 2000	1500 2000	1500 2000	32 38 循环	1500 2000	32 38 循环	208
起升高度	最大幅度/m	−13～15	−12～19	−12～22	−14～29	−14～29	−15～29.3	−15～36.3	−15～32.9	−15～40.3	−15～35.5
	最小幅度/m	−13～34	−12～42	−12～48	−14～44	−14～44	−15～45	−15～45	−15～45	−15～45	−15～45
	整机重量/t	124	165	241	342	371	406	439	40	540	555
码头负载	均布负载/(t/m^2)	1.17	1.36	1.12	1.3	1.4	1.4	1.6	2.23	2.23	2.23
	单个轮胎最大负载/t	5.2	5.2	5.02	6.1	5.8	5.6	5.8	5.6	5.6	5.3
	车轴组的数量(标准)	6	8	12	14	16	18	18	24	24	24
	车轴组的数量(选配)	—	—	—	—	—	24	24	28	28	

第3章

浮式起重机

3.1 概述

3.1.1 简介和现状

浮式起重机，简称浮吊，是以浮体 船体 浮趸(趸船)作为起重机的载体，专门在水上或者岸边作业的起重机。本章所述专指大型浮式起重机，主要介绍船体(或者浮体)的线形、尺寸、船载附属设备。浮式起重机可适用于起重作业、拖航/航行以及恶劣工况下。

浮式起重机可用来打捞重型物件、起吊物件、参与救援、桥梁施工、港口装卸以及其他水上及岸边的工作。按照浮式起重机的结构形式，可分为固定臂架式浮式起重机(又称作固定扒杆式或固定浮式起重机)、全回转臂架式浮式起重机(简称全回转浮式起重机)和浮趸式桥式起重机。固定臂架式浮式起重机的结构简单，成本相对较低，但抗风浪能力较弱(见图 3-1)；

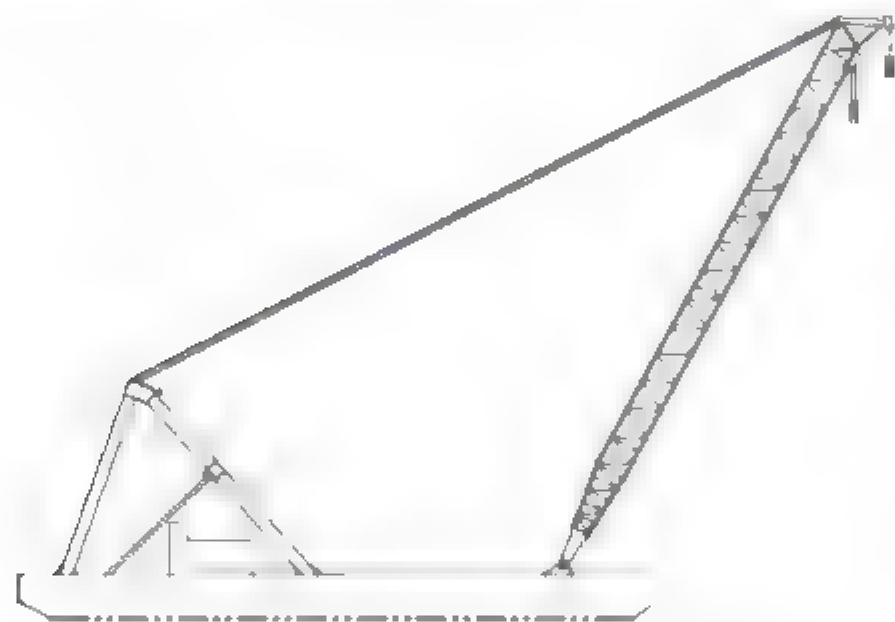


图 3-1 固定臂架式浮式起重机

全回转臂架式浮式起重机的结构相对复杂，可在恶劣工况下生存，作业灵活性也高，但成本较高(见图 3-2)。浮趸式桥式起重机适用于水位落差较大的内河港口、岸壁式码头无法停靠船舶、难以进行装卸作业的情况(见图 3-3)。



图 3-2 全回转臂架式浮式起重机



图 3-3 武钢工业港 2×800t/h 浮趸式桥式起重机

目前世界上单臂架起吊能力最大的浮式起重机是上海振华重工于 2009 年制造的“蓝鲸”号，其起重能力达到 7500t；起吊能力最大

的固定臂架式起重机是上海振华重工于2011年制造的 Samsung 8000，其最大起吊能力为8000t；而振华重工目前正在制造的12000t全回转起重机将打破单臂架起吊能力的世界纪录。世界上现役的起吊能力最大的起重船为荷兰 Heerema Offshore Service B. V. 公司(简称 HOS)的 Thialf，该起重船配置两台全回转式起重机，每台起吊能力为7100t，总能力达14200t；另外，意大利 Saipem 公司的 Saipem 7000 起重船，配置两台全回转式7000t起重机，总能力可达到14000t。图3-4和图3-5为 Thialf 和 Saipem 的照片。

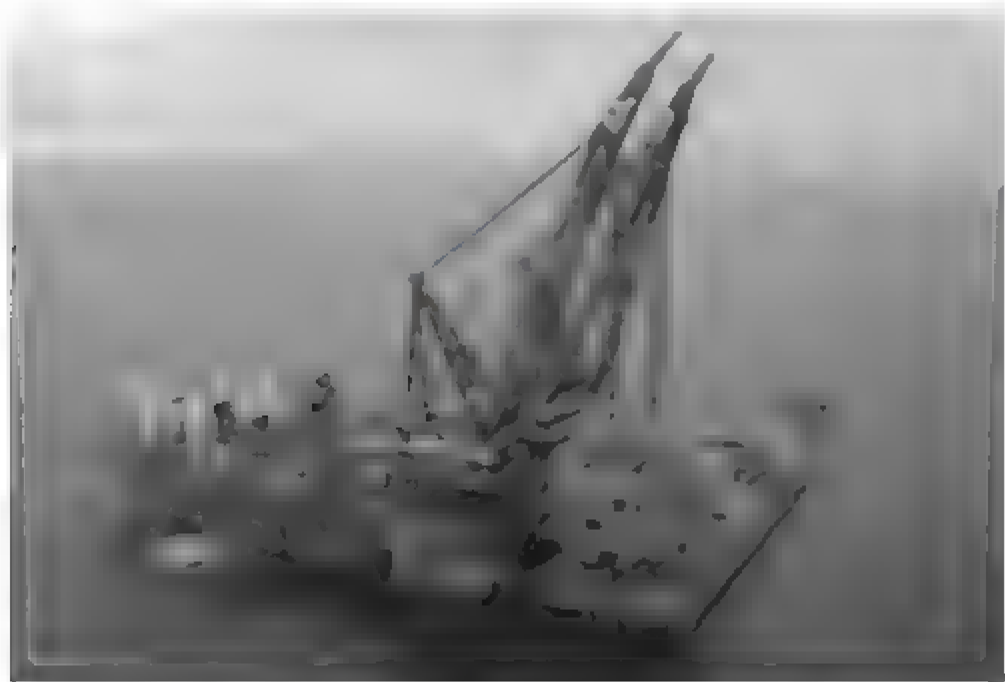


图3-4 荷兰 Thialf 2×7100t 起重船



图3-5 意大利 Saipem 2×7000t 起重船

随着人类找寻新能源的步伐不断向前，能源相关产业进一步向深海发展。随之而来，用于海洋工程的超大型起重机因其在大型工程中的不可替代性，显得日益重要。一批老旧的海洋石油平台也已进入生命周期的末端并被列入拆除计划，如何高效拆卸这些海上巨无霸同时又不产生环境公害，也是一项新的挑战。前文所述的海洋工程市场的先驱者——荷兰 HOS 公司，正在谋划制造超大型起重机，配置两台起重量10000t的全回转起重船，以适应新的市场需求。

3.1.2 主要参数

基于固定臂架式浮式起重机、全回转臂架式浮式起重机和浮趸式桥式起重机的形式差别、使用场合差别，本节参数介绍主要基于固定臂架式浮式起重机和全回转臂架式浮式起重机；浮趸式桥式起重机在形式上更接近岸边起重机设备(岸边集装箱起重机或岸边散货起重机)，在结构形式、使用场合上和其他浮式起重机(固定臂架式浮式起重机和全回转臂架式浮式起重机)差别比较明显，因此，浮趸式桥式起重机将在3.4节作重点介绍。

浮式起重机主要性能参数为额定起重量、起升速度、起升高度、作业幅度、尾部半径(简称尾径，英文名称 tail swing)、设计温度、工作时船体的纵倾横倾角度以及起重船生存条件。基于起重船的使用环境和作业对象，上述参数应当在技术规格书中予以明确给定。

1. 额定起重量

额定起重量是指起重机吊钩下容许的最大工作载荷。根据对工程作业的物件重量分析和吊装方案分析，确定出所吊物件的最大重量(含索具和辅助吊架)，根据此重量值，确定起重机的额定起重量。额定起重量是起重船最主要的参数之一，起重船的命名经常基于最大起重量，有时在此基础上换算为短吨(1短吨=0.9072t)。振华重工于2012年为华西海工(HXOEC)建造的全回转浮式起重机，主吊钩下额定起重量为4500t，船名为"HUAXI5000"。有时起重机的额定起重量并非指单钩的额定起重量，例如振华重工制造的12000t全回转起重机，配置了两个6000t额定载荷的主吊钩。

2. 起升速度

决定各起升机构的额定速度，必须充分考虑作业内容、吊运物件的种类和经济性，此外还应该考虑作业海况。一般的速度选定原则是重载低速，轻载高速。

超大型浮式起重机对起升速度并不敏感。

因此起升系统中钢丝绳的缠绕会考虑大倍率的方案，起升速度不高。由于卷入卷筒的钢丝绳长度很长，起升机构多采用多层缠绕的卷筒，钢丝绳的线速度会随着钢丝绳位于不同的层而变化。如果调节电动机转速，使之随着钢丝绳的位置相应变化，则可保持钢丝绳线速度不变。在确定吊钩的额定速度时，应当明确说明是指平均值，还是钢丝绳处于卷筒最外层时，抑或是钢丝绳处于最内层时的速度值。

3. 作业高度和幅度

浮式起重机的作业高度指臂架位于最大仰角并且吊钩在最高位置时，吊钩与甲板面或者水面之间的垂直距离。当吊钩要求入水作业时，作业高度还应当包括吊钩下探至水下最低位置时距离甲板面或水面的垂直距离。

作业幅度是指当起重船处于静态的水中并且船体处于水平状态时，吊钩距离船体轮廓边缘或者回转轴线的水平距离。对于全回转浮式起重机，作业幅度可以从旋转中心开始计算，也可以从船舷旁算起，还可以从起重机底部超过船舷的突出物边缘算起。图3-6所示的作业幅度是吊钩与回转轴线之间的水平距离，而作业高度是吊钩距离甲板面的垂直高度。对固定臂架式浮式起重机，作业幅度通常指吊钩到船舷边缘的水平距离(简称弦外幅度)。

幅度包含有效工作幅度和工作范围之外的幅度。有效幅度是指起重机起吊重物时的幅度范围。对于工作范围之外的幅度(例如拖航工况、维修工况下的幅度)，也应予以说明。

4. 尾部半径

尾部半径这个参数仅适用于全回转式起重机。在作业空间狭小的区域，起重机上层结构旋转时，须注意防止与相邻船只或者其他物体干涉。因此，设计时需要控制尾部半径以增加起重机的灵活性。可通过采用紧凑型的绞车来减小机器房尺寸，达到控制尺寸的目的。定柱式起重机，在大型全回转浮式起重机上也有应用，其尾部半径较小。

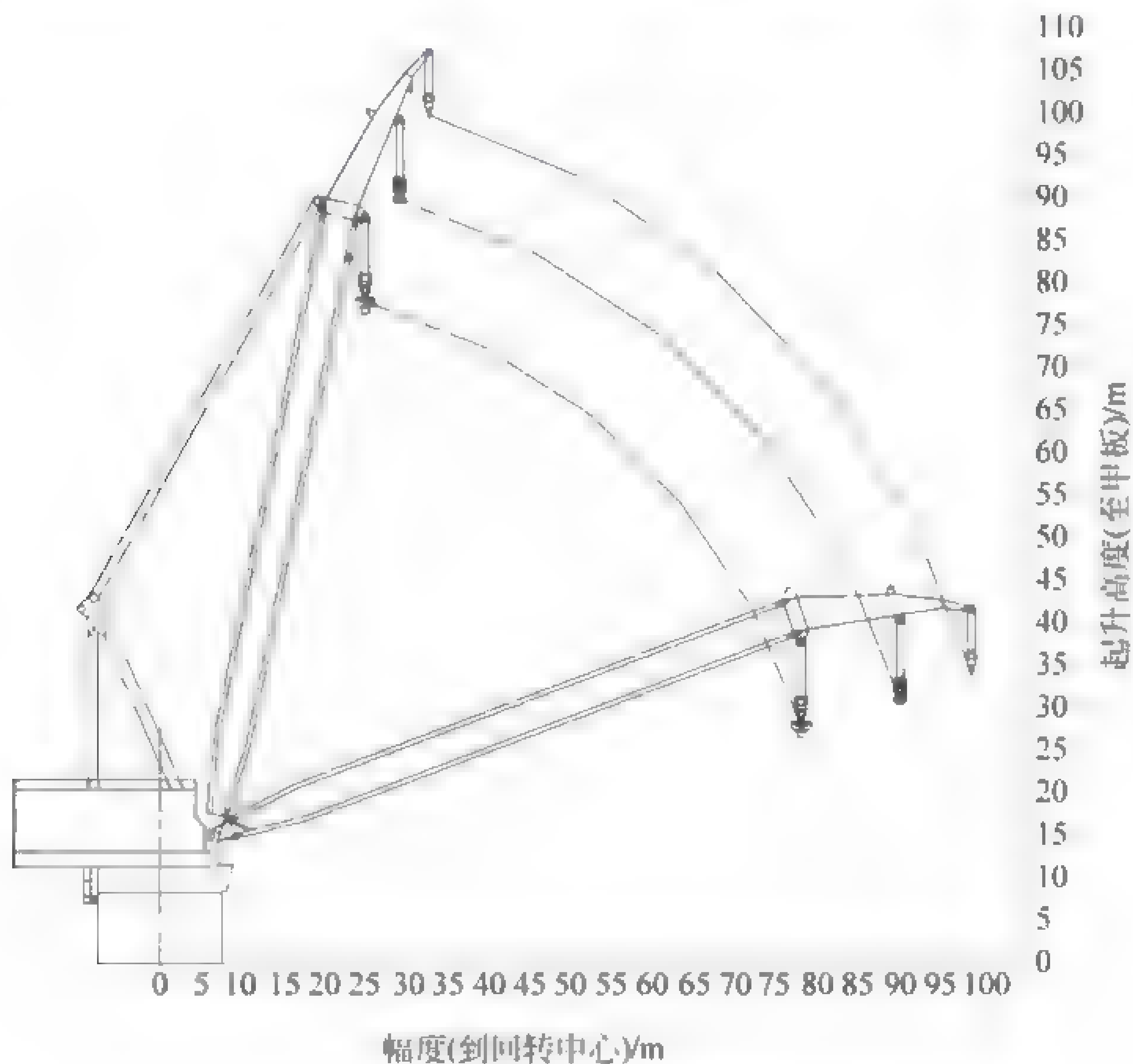


图3-6 作业幅度和高度

5. 设计温度

浮式起重机的设计温度与起重机的工作环境温度是两个不同的概念。设计温度一般由船东指定，是制造商用来选取材料、配套件的基准之一。

浮式起重机的常用设计温度为－10℃，也有－20℃的情况。设计温度越低，对材料的要求越高，制造成本也越高。因此，船东应当慎重地考虑设计温度，全面考虑起重机的使用状况以及综合采购成本。

6. 典型产品性能参数表

表3-1中列出了浮式起重机典型产品主要性能参数。表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

3.1.3　主要部件和系统

1. 金属结构

图3-7所示为典型的全回转浮式起重机结构示意图。制造商在获取主要参数后，即可规划起重机的方案，确定金属结构的主要尺寸。金属结构的主要尺寸包括：臂架长度、臂架铰点间距、人字架高度、人字架铰点间距、回转筒体的直径、臂架搁座的定位位置及高度、尾部半径等。

2. 机构和缠绕系统

浮式起重机一般配置大型绞车，用以实现垂直起吊和臂架变幅；另外配有各类小型绞车，用来在作业时拉拽货物或者钩头，防止货物和钩头因船体颠簸而导致的晃动。浮式起重机根据船东需求，还会配有其他小型绞车，用来起吊索具及工作装置。

全回转浮式起重机还配置有回转驱动机构，通过齿轮/齿圈或者针轮/针销来驱动上部结构绕着回转中心转动。

机构的常用驱动方式有两种：电力驱动和液压驱动。在浮式起重机上，电力驱动和液压驱动形式均被广泛采用。而液压驱动的机构因其尺寸更小，多用于尺寸控制要求较高的起重机上。

图3-8所示为典型的绞车系统，其中图(a)所示绞车的减速箱为内置式，一般功率较小；而图(b)所示绞车的减速箱为外置式，减速箱结构形式以平行轴居多，功率通常较大。大功率驱动对电机及减速箱的要求较高，并且互换性和维护性也不甚理想，因此，越来越多的制造商开始偏向于选择多头小功率驱动方式。

表3-1　浮式起重机典型产品参数

产品名称	额定起重量/t	起升高度/m	幅度/m	额定起升速度/(m/min)	吃水/m	用户	制造单位	建造时间(年份)	备注
Left Coast Lifter	1700	甲板上75/甲板下3	33.2～83.2(弦外幅度)	0～1	3.5	美国AB/FLUOR	上海振华重工	2009	固定臂架
HYSY202	1200	水上75/水下7.5	24～67(距离回转中心)	0～3	9	中国海油石油	上海振华重工	2009	全回转
Quippo Prakash	4400	水上95/水下5	32～85(距离回转中心)	0～2.5	6.6	西班牙ADSA	上海振华重工	2009	全回转
蓝鲸号	7500	水上110	35～100(距离回转中心)	0～1.25	13.8	中国海油石油	上海振华重工	2007	全回转
Samsung 8000	8000	水上120	45～114(弦外幅度)	0～1.2	6	韩国三星重工	上海振华重工	2010	固定双臂架
振华30	12000	水上120	44～110(距离回转中心)	0～1.2	18	上海振华重工	上海振华重工	2015	全回转

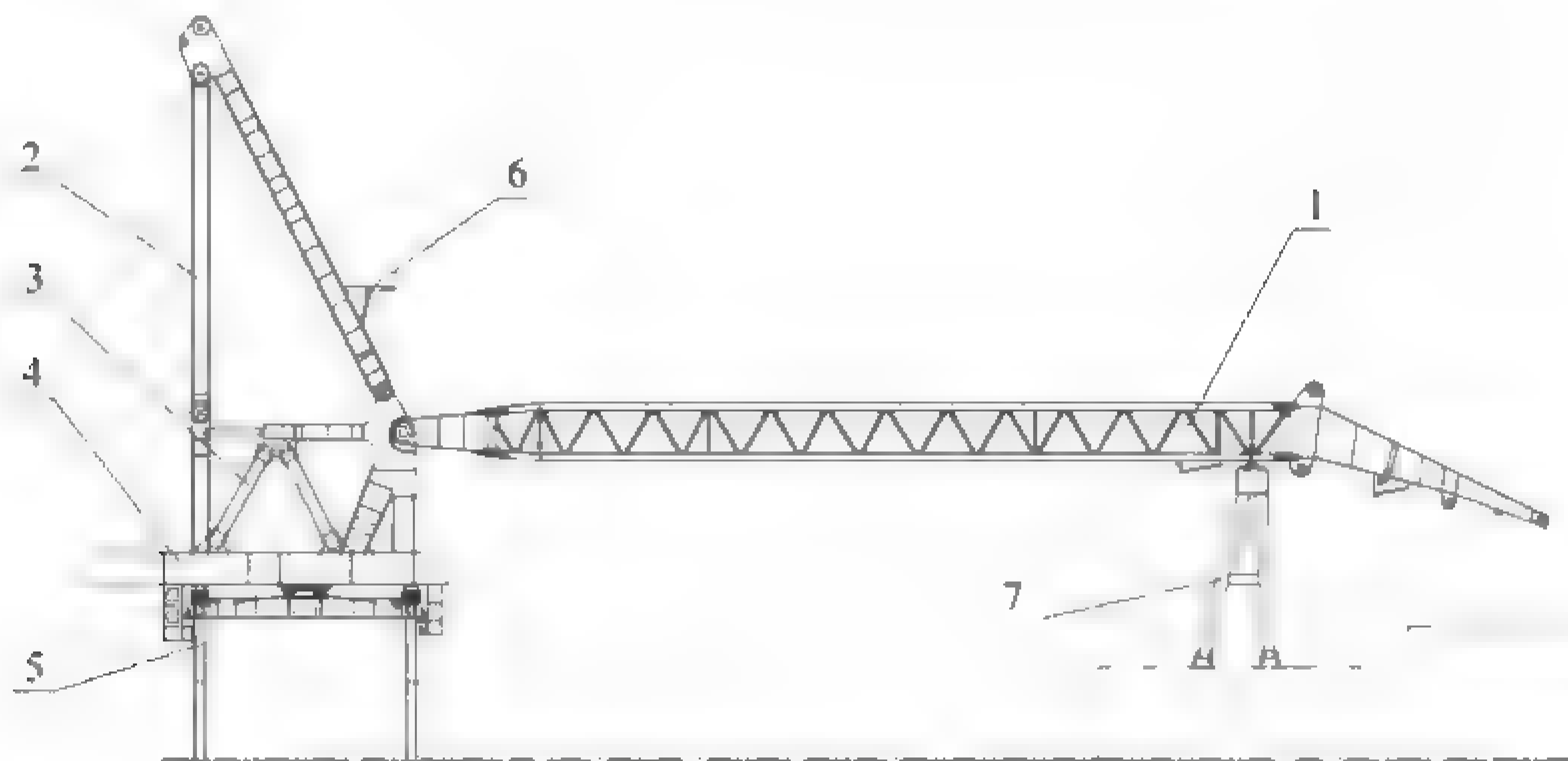
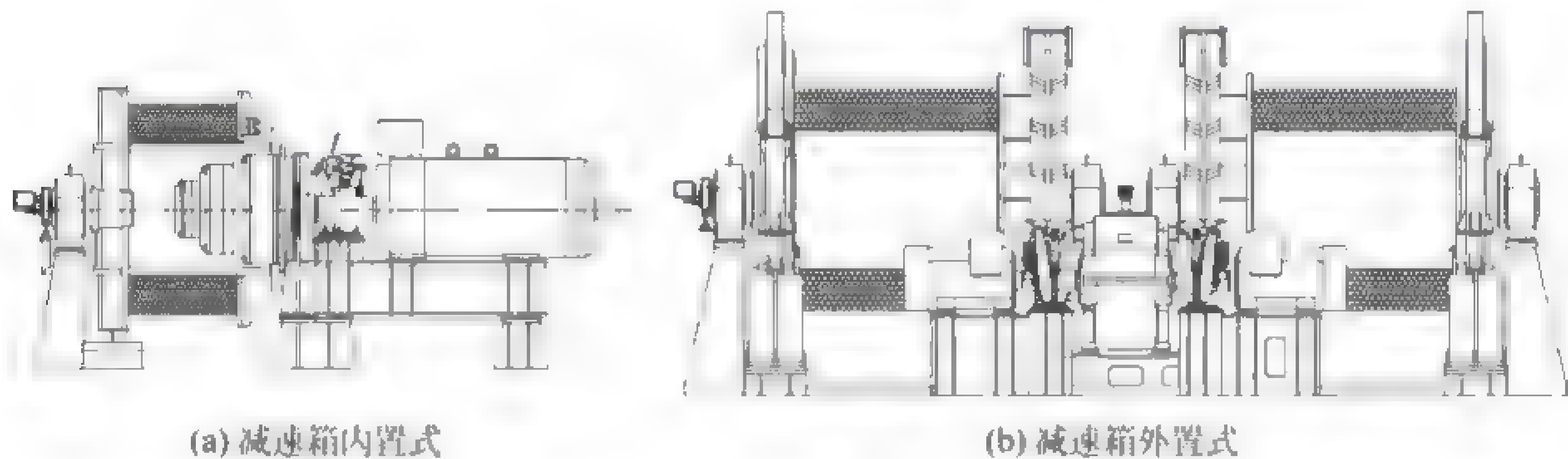


图 3-7 全回转浮式起重机结构总图

1—臂架；2—人字架拉杆；3—桁框架；4—回转底盘；5—回转筒体；6—人字架压杆；7—臂架搁座



(a) 减速箱内置式 (b) 减速箱外置式

图 3-8 绞车

由于大型浮式起重机起吊物件的重量大，臂架带载变幅时载荷也大，因此必须采用多道钢丝绳才能满足强度要求。由于臂架变幅动作以及起吊大件物品的垂直运动，对速度和加速度的要求都不高，虽然多倍率缠绕系统的效率低，但综合考虑钢丝绳的成本以及起重机的维护，采用多倍率缠绕方式是经济合理的。

图 3-9 所示为典型的起重机起升机构的钢丝绳缠绕系统示意图。钢丝绳从卷筒引出，通过位于人字架和臂架上的导向滑轮，进入臂架头部的定滑轮组，然后再经过多倍率缠绕与吊钩上的动滑轮组相连，实现吊钩的大起吊能力。

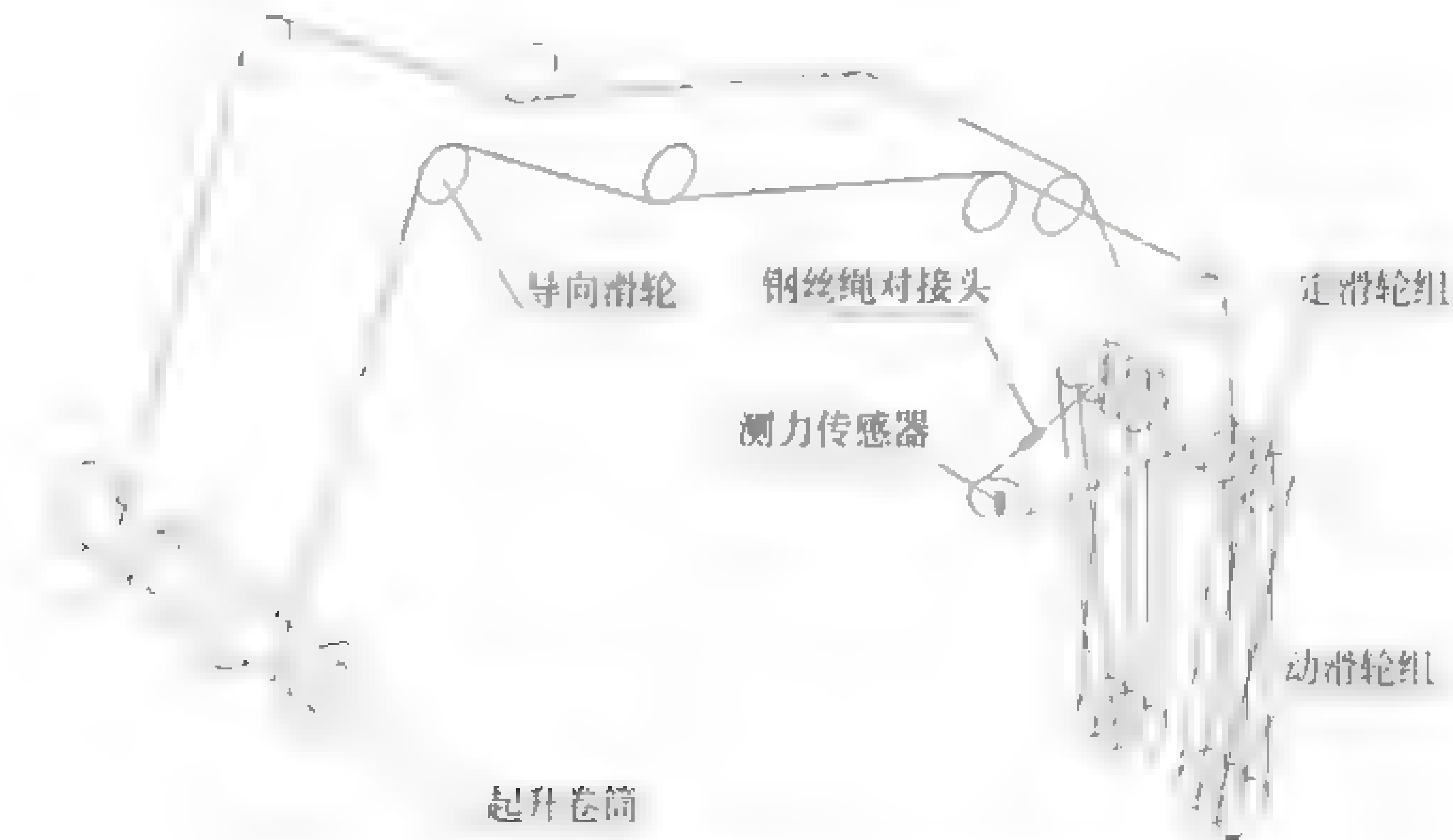


图 3-9 典型缠绕系统示意图

3. 附加装置和特殊功能

浮式起重机多为定制产品，不同的船东有不同的使用要求。因此，制造商在设计起重机时，需在基本结构形式的基础上增加不同的附加装置，以满足需求。

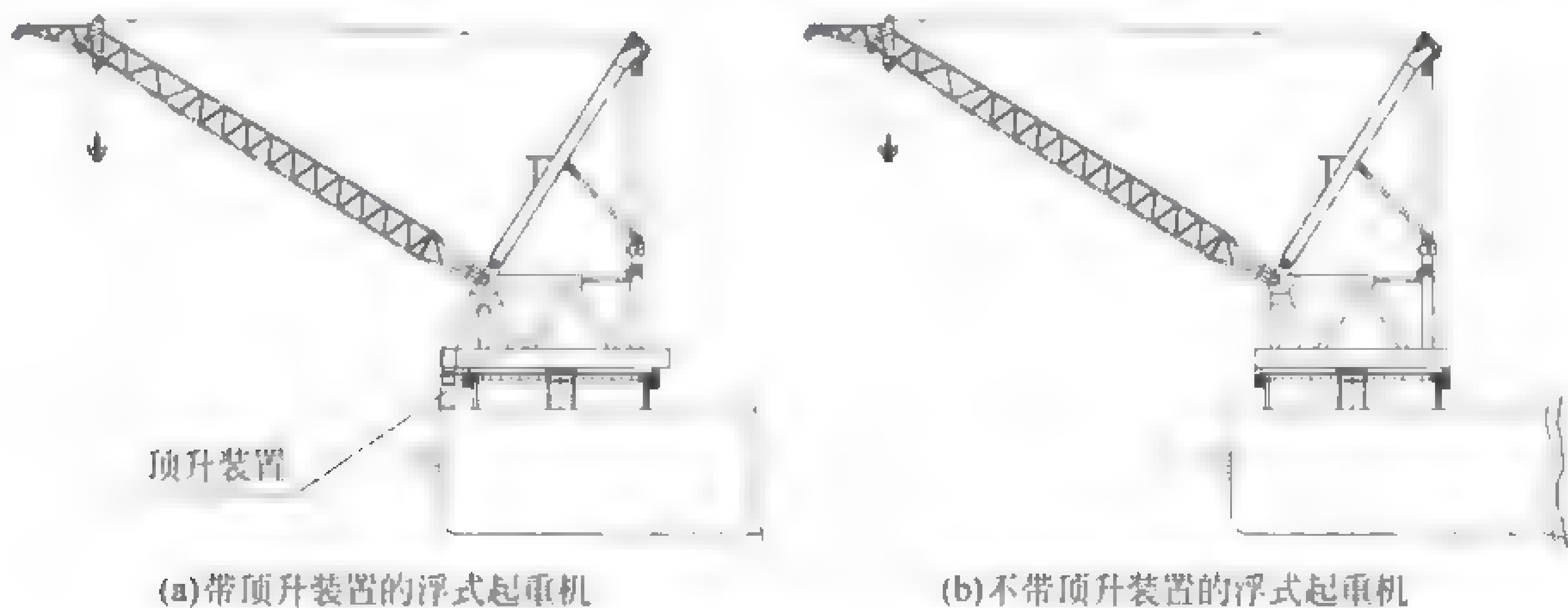
浮式起重机上典型的附加装置有：顶升装置、人字架系固装置、人字架放倒装置、臂架滑移系统等。其中，顶升装置、人字架系固装置多用于全回转浮式起重机，臂架滑移系统多用于固定浮式起重机，人字架放倒装置在全回转浮式起重机和固定浮式起重机上都有应用。附加装置的具体设置应视用户的需求、工程船舶的限制等因素而定。

1）顶升装置

在船体边沿增加承载支架，用来支承回转平台的前部延伸结构，该支架通常被称作顶升装置。通过该装置可使船体直接承受一部分来自起重机的载荷，从而分担全回转式起重机圆筒体的受力，帮助起重机实现更大的起吊能力。图3-10所示为两种全回转式浮式起重机，图3-10(a)所示的浮式起重机带顶升装置，图3-10(b)的不带顶升装置。从图3-10(a)中可以看出，通过船体前沿的顶升装置有效地减小了筒体的载荷。当然，增加顶升装置之后，起重机的回转半径必然有所增加，是否需要配置顶升装置，设计师需要综合考虑。

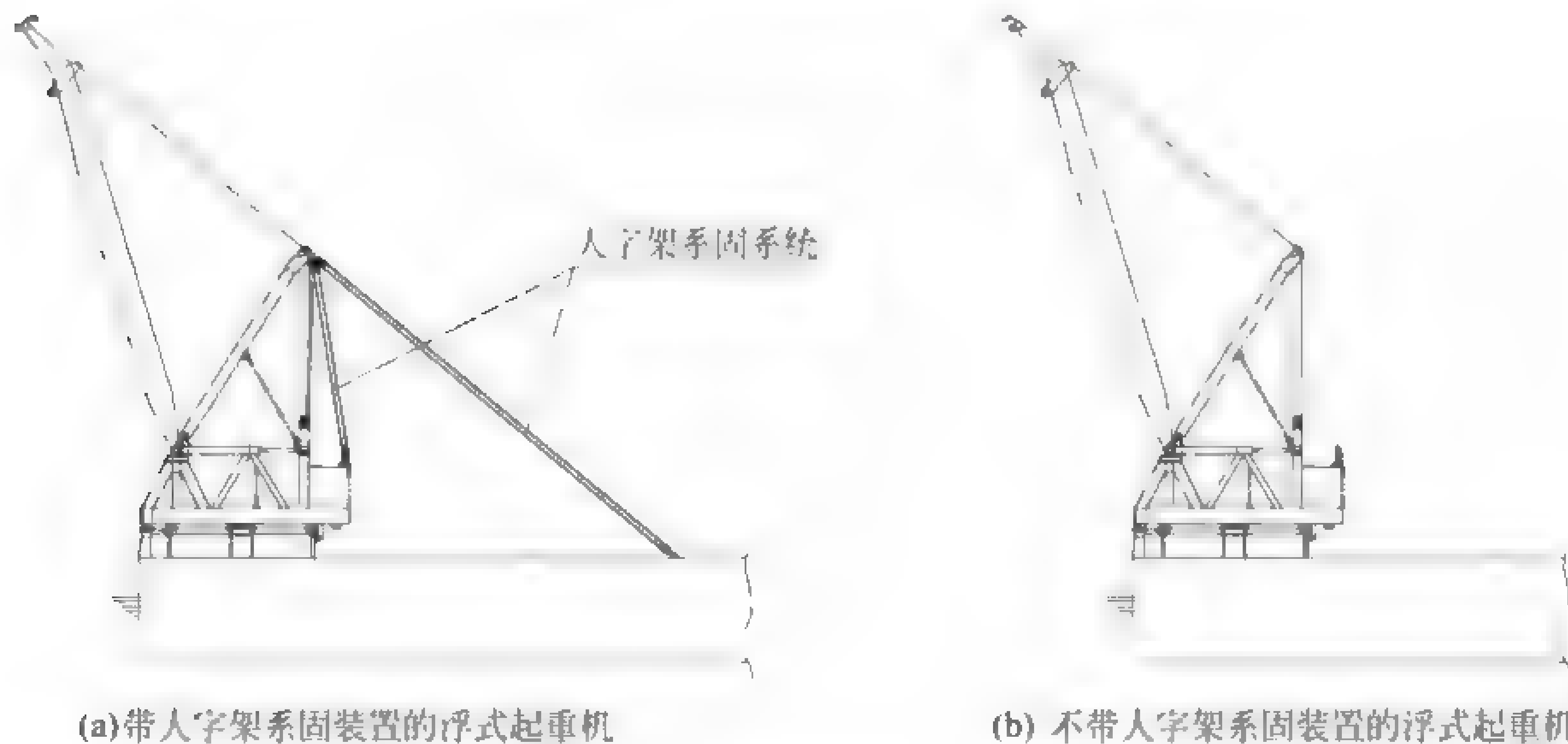
2）人字架系固装置

为增加起重机的吊载能力，除了采用顶升装置之外，还可以采用人字架系固装置的方案。此方案的优点是不增加起重机上部回转结构的尺寸，只需在人字架顶部和船体中部设置滑轮组并配置收绳的绞车即可。通过拉拽人字架顶部来减小浮式起重机承受的弯矩，从而帮助浮式起重机实现更大的起吊能力。图3-11所示为人字架系固装置的示意图，图3-11(a)为配置人字架系固装置的方案，图3-11(b)无此装置。



(a)带顶升装置的浮式起重机　(b)不带顶升装置的浮式起重机

图3-10 全回转式浮式起重机



(a)带人字架系固装置的浮式起重机　(b) 不带人字架系固装置的浮式起重机

图3-11 人字架系固装置示意图

3）人字架放倒装置

超大型浮式起重机的人字架，有时候会超过航道的限高要求，例如苏伊士运河、博斯普鲁斯海峡。为确保起重船顺利通过有限高要求的航道，必须采取措施，降低起重机的高度。其中的办法之一，就是采用人字架放倒装置，通过一系列绞车和液压缸的组合，将人字架从直立的工作位置放倒，使其接近水平位置以控制整机总高度。图3-12所示为人字架放倒的示意图，图3-12(a)为人字架直立状态，其总高度远超航行限高；图3-12(b)为人字架放倒状态，其高度满足限高要求。

4）臂架滑移系统

前文介绍中提到，固定臂架式起重机适应恶劣海况的能力较差。臂架滑移系统，仅适用于固定臂架式浮式起重机，通过将处于放倒状态的臂架向船体中部移动，其前部可直接搁放在位于船体边缘的搁架上，从而减少悬伸长度，使起重机更好地适应拖航工况。图3-13所示为臂架滑移系统的示意图，图3-13(a)为臂架铰点处于正常工作位置，图3-13(b)为臂架滑移至终点位置。从图中可以看到，臂架铰点为可移动形式，并且沿着布置在甲板上的轨道，带动臂架一起滑移，臂架到达终点位置后，可以搁放在臂架搁架上。

4. 起重机安全装置

为确保安全工作，浮式起重机装备有各种安全装置以监测起重机的各种姿态，例如起升高度、工作半径、变幅高度、回转位置、回转锚定销位置等。另外，对于起重机的工作状态和工作环境，例如风速、船体倾斜角度、力矩、载荷等，也通过各种仪器作实时监测。当监控对象接近设定值时，控制系统中会发出声光警告，并根据设定，自动终止起重机作业。

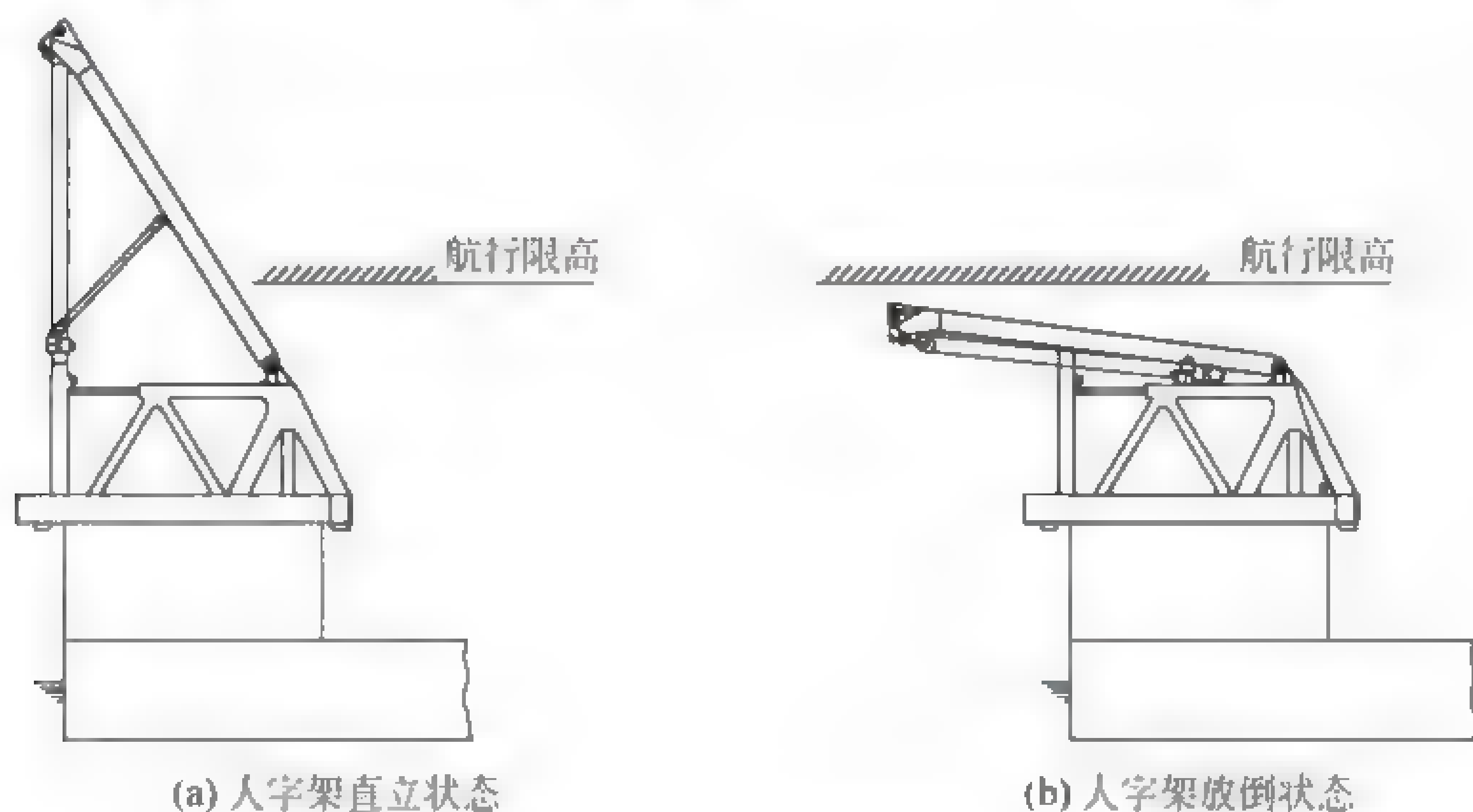
全回转浮式起重机在人字架上设置有防倾覆支架用来防止臂架仰起超过极限，该支架可起警示作用或者轻微阻挡，但不足以阻止臂架后仰。固定式臂架的浮式起重机，由于人字架远离臂架，因此无法配置防倾覆支架来阻止臂架后仰。固定式臂架起重机的最大仰角一般会小于全回转起重机，当固定式臂架的浮式起重机的仰角过大导致存在后仰的隐患时，可考虑在臂架前方设置拉拽装置。

5. 电控系统

浮式起重机配置有完善的电控系统，用来检测、执行、控制以及故障诊断。浮式起重机的电控系统主要包括PLC逻辑控制系统、电机驱动系统、起重机状态监控系统、配电系统、外围检测元件、称重系统、照明系统、闭路电视系统等。

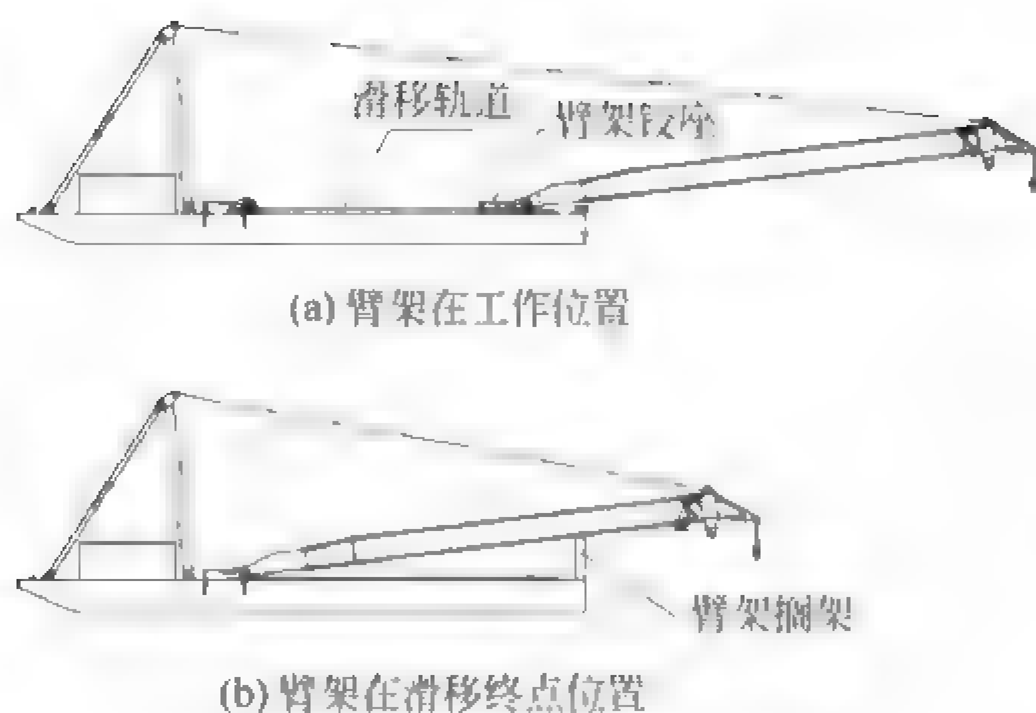
采用电机驱动的浮式起重机，以交流变频电机作为驱动机构的核心部件，所有机构都能在零速到额定速度范围内无级调速。

大型浮式起重机上，交流变频电机一般采用交流变频系统驱动。各种驱动机构配有较多的电动机，多采用共直流母线的多传动系统。为减少整机的电压畸变率，不影响整船的电源质量，整流单元采用12脉冲的二极管整流系统，或虚拟24脉冲系统，或AFE主动前端。



(a) 人字架直立状态　　(b) 人字架放倒状态

图3-12　人字架放倒示意图



(a) 臂架在工作位置

(b) 臂架在滑移终点位置

图 3-13　臂架滑移系统示意图

浮式起重机配有起重机管理系统(crane management system,CMS),利用该系统,可以对起重机状态进行监控,并进行即时故障诊断。CMS 还可与起重船建立通信,按需提供给船体控制中心相关的数据,使船体与起重机实现联动控制。

6. 液压系统

根据整机的功能和机构空间尺寸布置需要,起重机上还配置相应的液压系统。液压系统可酌情选择闭式或者开式系统。

浮式起重机的工作温差较大,因此在液压系统中配置有加热装置和冷却装置,使系统温度保持在合理范围内。为了确保液压系统运行可靠以及延长其使用寿命,液压系统需设置完善的过滤设备,确保液压介质的清洁度要求;配置安全溢流阀,确保驱动设备及系统本身的安全;根据需要选择柔性换向或比例控制技术,以提高设备运行平稳性。

液压系统的动力单元可以选择电动机驱动液压泵或柴油机驱动液压泵两种。液压执行机构通常有液压缸和液压马达两种。液压缸的防腐镀层和液压管路根据其布置的位置环境有多种选择以确保其经济性和对环境的适应性。

液压系统配置有液位、液压油温、液压压力的检测装置,这些检测装置与起重机管理系统通过接口连接,确保液压系统处于监控之中。

浮式起重机采用液压驱动的优点是:体积小、重量轻,易于实现低速大负荷和大扭矩输出;在较大范围内实现无级调速,易于实现过载保护。而液压系统与电子技术相结合,更是综合了液压和电气的优势。

3.1.4　稳定性

浮式起重机是否能够稳定的工作,取决于其载体(船体或者浮体)是否处于稳定的状态。当起重机的倾覆力矩过大时,会导致浮体倾斜。另外,当载荷变化时,起重机随船一起摇摆,更增加了倾斜的趋势。因此,浮式起重机的设计工作必须包含校核船体/浮体的稳定性,并核算起重船的倾角,确保在船体允许的范围之内。

3.1.5　安全评估

浮式起重机系统性的安全评估,对于起重机安全运行是不可或缺的。目前大型海工产品上通用的"失效模式与影响分析"(failure mode and effects analysis,FMEA),"可靠性、可用性、可维护性和安全性分析"(reliability, availability, maintainability and safety,RAMS)等分析方法和手段,正逐步引入浮式起重机设计、制造和维护工作中。通过这些分析,可以对起重机的全寿命周期的安全性和可靠性作出评估。制造商可将评估结果直接应用在下一阶段的设计和制造中。FMEA 和 RAMS 在业内并非强制要求使用,并且评估过程中经常需要业主、制造商、船级社或者其他独立第三方介入和互动。虽然评估过程复杂且耗时,但它对浮式起重机综合性能的评判具有前瞻性的效果,是非常有价值的。

3.1.6　规范和准则

本节所涉及规范专指固定臂架式浮式起重机和全回转浮式起重机,浮趸式桥式起重机所用规范在 3.4 节中做专门介绍。

大型浮式起重机是一种常用的海工产品,投入商业运营之前,必须通过船级社的认证。各个船级社对认证过程有详细而严格的要求,以确保起重机的设计、制造、检验、验收均满足船级社的入级要求。船级社一般由业主根据其

未来使用区域指定，例如在中国的领海和内河区域投入商业营运的浮式起重机，必须入级中国船级社。国际上主流的船级社有以下几家：

（1）DNV GL 集团（DET NORSKE VERITAS and Germanischer Lloyd Group，DNV GL Group）；

（2）美国船级社（American Bureau of Shipping，ABS）；

（3）日本海事协会 Class NK（NIPPON KAIJI KYOKAI，NK）；

（4）英国劳氏船级社（Lloyd's Register，LR）；

（5）意大利船级社（Registo Italiano Navade，Rina）；

（6）法国船级社（Bureau Veritas，BV）；

（7）中国船级社（China Classification Society，CCS）；

（8）俄罗斯船级社（Russian Maritime Register of Shipping，RS）；

（9）韩国船级社（Korean Register Of Shipping，KR）；

（10）印度船级社（Indian Register of Shipping，IRS）。

除此之外，国际上还有不少与起重机相关的规范，可适用于浮式起重机设计制造，例如：

（1）欧洲海上起重机规范，EN 13852-2 Cranes-Offshore cranes；

（2）欧洲起升设备设计规范，FEM1.001，Rules for the design of Hoisting Appliances；

（3）美国焊接协会焊接规则，AWS D1.1/D1.1M，Guidelines for Welding。

另外，船东还会根据其特殊的作业海域增加一些特别的要求。例如，挪威大陆架规范、澳洲大陆架规范、美国大陆架规范等。

总之，大型浮式起重机由于其个性化的需求，每一台起重机都是独一无二的。一台性能可靠、技术全面、造价合理的起重机必定是船东、制造商、船级社团队精诚团结的工作成果。

中国浮式起重机相关的标准与规范见表3-2。

表 3-2 中国浮式起重机标准与规范

序号	编 号	标准名称
1	CCS	《船舶与海上设施起重设备规范(2007版)》
2	JT/T 563—2004	《港口浮式起重机》
3	GB/T 14734—2008	《港口浮式起重机安全规程》
4	GB/T 31052.12	《起重机械 检查与维护规程 第12部分：浮式起重机》(在编)
5	JT/T	《港口浮式起重机修理技术规范》(在编)

3.2 全回转浮式起重机

全回转浮式起重机主要由结构、机构、控制系统以及专门用途的附件组成。结构如同人体的骨骼，机构如同器官，电气系统如同神经系统，诸如此类。

3.2.1 金属结构

全回转浮式起重机的结构较多采用高强度钢，其目的是控制重量，进而提升工作性能，降低配套船体的综合成本。

1. 典型的结构形式

全回转浮式起重机的金属结构如图3-14所示，主要由臂架系统、人字架系统、桁框架、底盘、筒体、回转体及附属结构等部件组成。

1）臂架系统

臂架是浮式起重机的最重要的受力构件。臂架的设计合理与否，直接影响起重机的承载能力、整机稳定性和自重。为提高产品的竞争力，臂架的结构形式要求美观可靠，同时最大限度地减少自重。与实腹式结构相比较，桁架式臂架的优势更加明显，因此浮式起重机的臂架一般采用后者。

图3-15～图3-18所示分别为四弦杆桁架式、六弦杆桁架式、八弦杆桁架式以及实腹式臂架的结构形式。其中，六弦杆桁架式臂架应用最少。

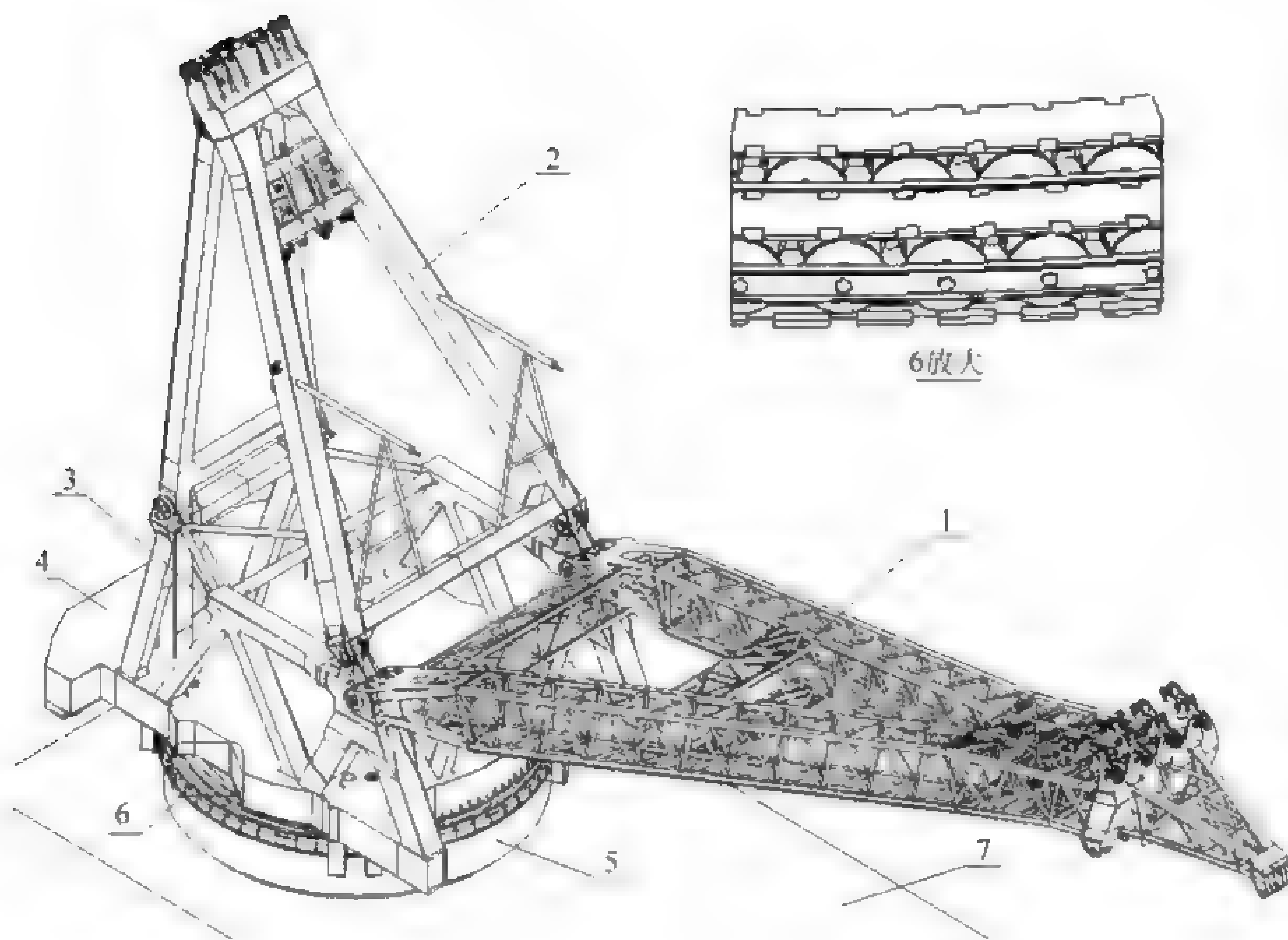


图 3-14 全回转浮式起重机金属结构的组成

1—臂架；2—人字架；3—桁框架；4—底盘；5—筒体；6—回转体；7—船体上其他相关附属结构

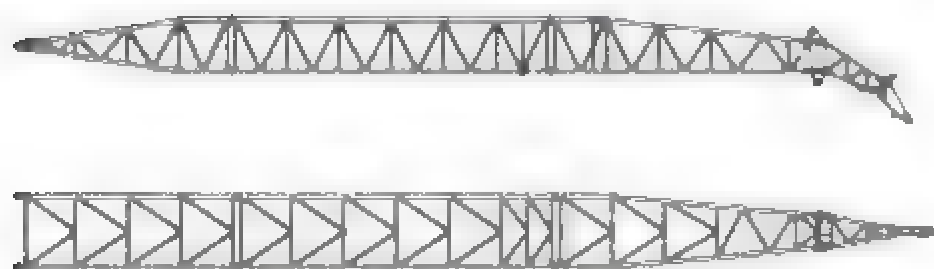


图 3-15 四弦杆桁架式臂架

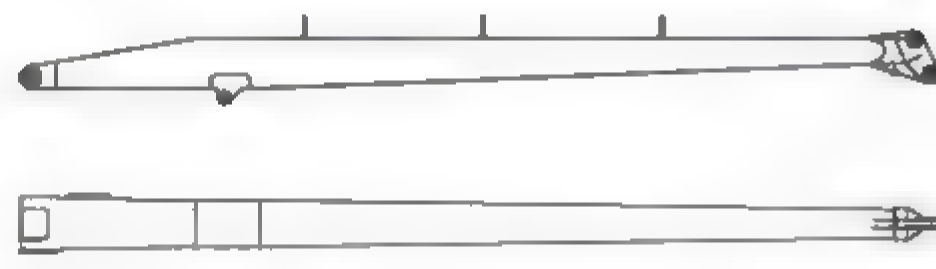


图 3-18 实腹式臂架

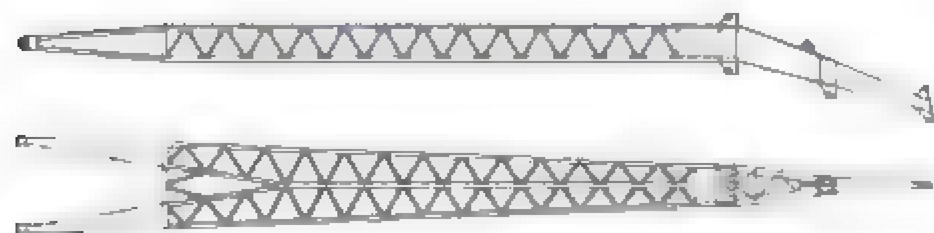


图 3-16 六弦杆桁架式臂架

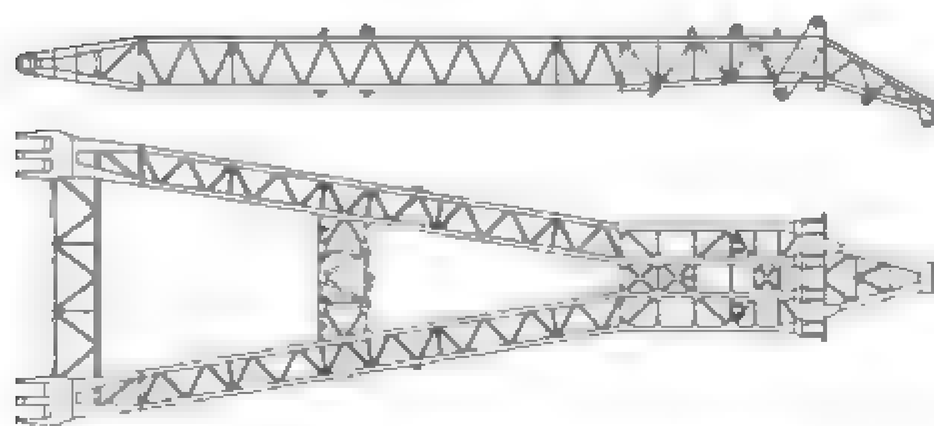


图 3 17 八弦杆桁架式臂架

(1) 臂架根部铰点。臂架通过绕根部铰轴转动实现作业幅度的变化，同时臂架上所有力最终通过铰轴传递，因此要求铰轴有足够的强度和刚度以及灵活转动能力。图 3-19 和图 3-20 所示为常见的臂架铰点形式。对于超大型浮式起重机，也有采用图 3-21 所示的双铰点形式。

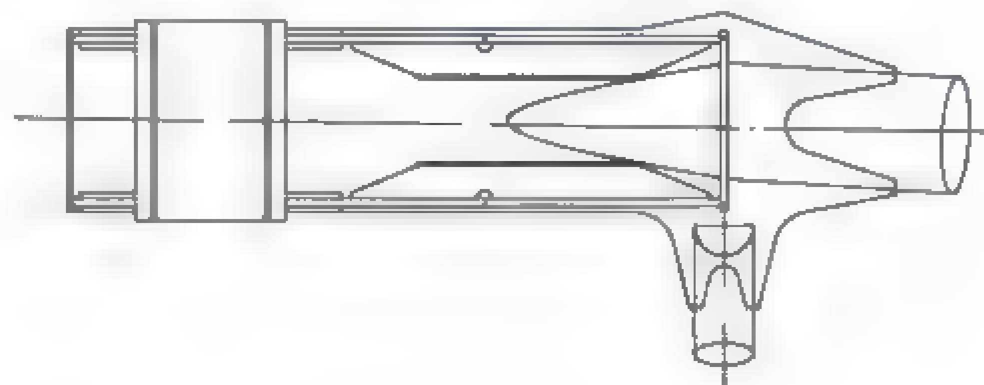
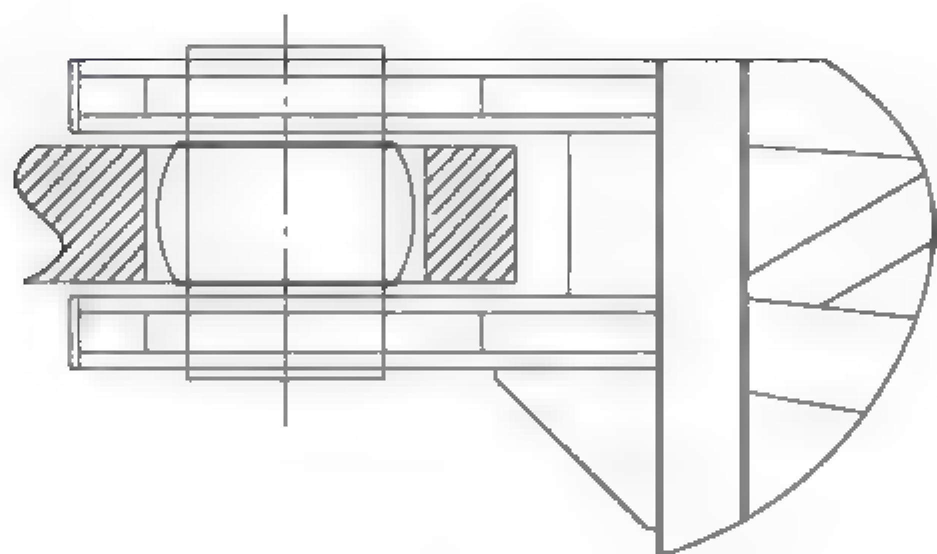
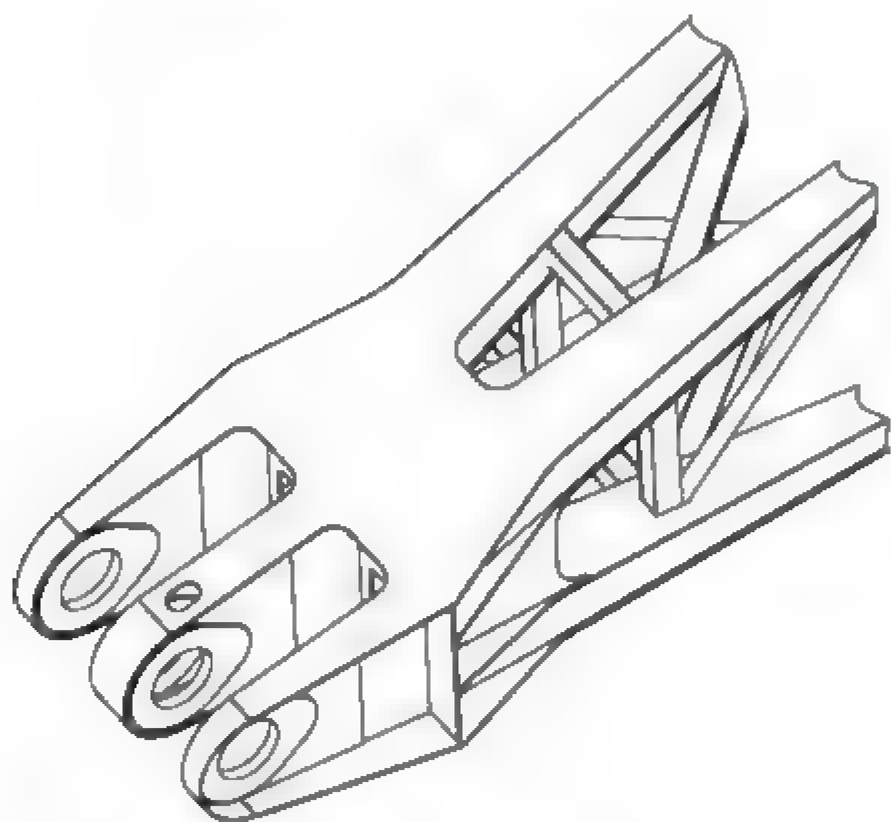


图 3 19 轴套式铰点


图 3 20 关节轴承铰点


图 3-21 双铰点

(2) 臂架中段。臂架中段的基本构件为主弦杆和腹杆。作为受压构件,臂架的压力全部由主弦杆承受。主弦杆的常见形式为箱形结构和圆管结构。臂架的腹杆分为立面腹杆和平面腹杆。立面腹杆用来承受和传递垂直于臂架长度方向的横向力即竖直剪力,比如重力分力;平面腹杆用来承受和传递侧向力。腹杆在承受横向力时拉力、压力交替出现,如图 3-22~图 3-25 所示。臂架的主弦杆和腹杆的规格选取,除了要满足强度要求外,还要考虑单肢稳定性以及局部稳定性的要求。

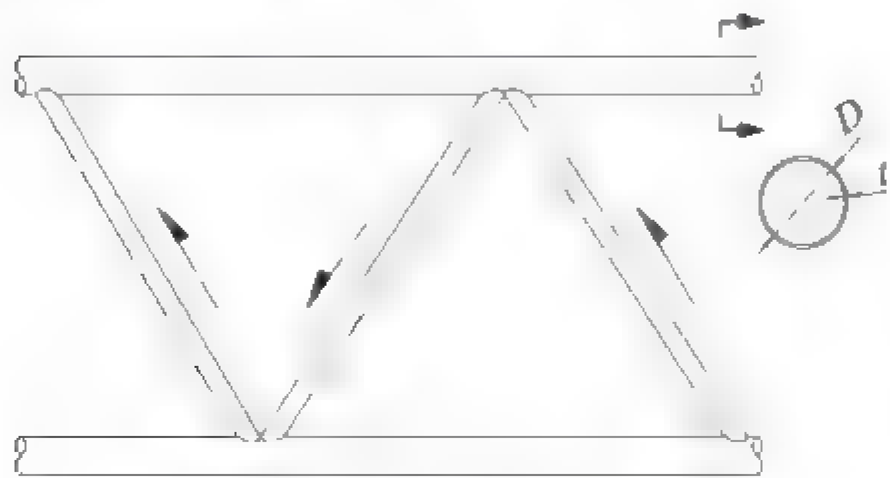
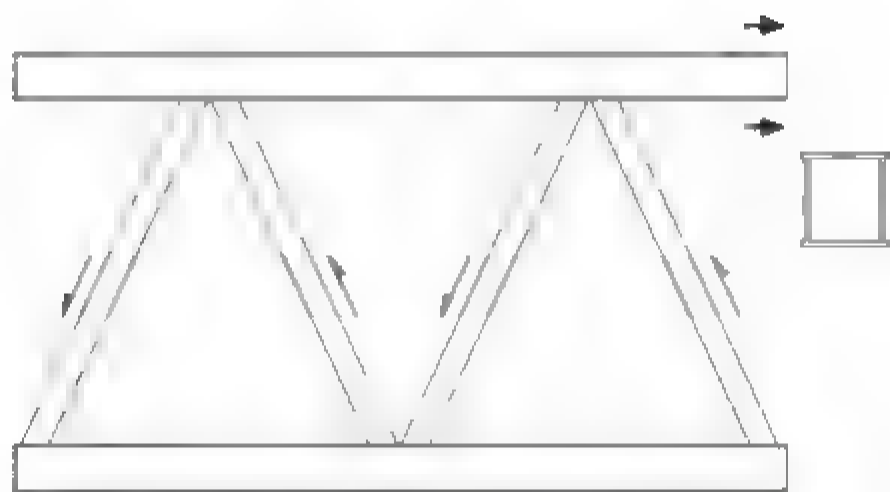
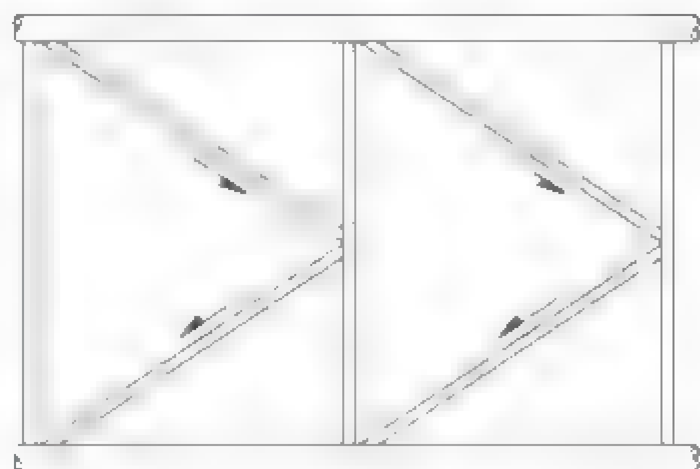
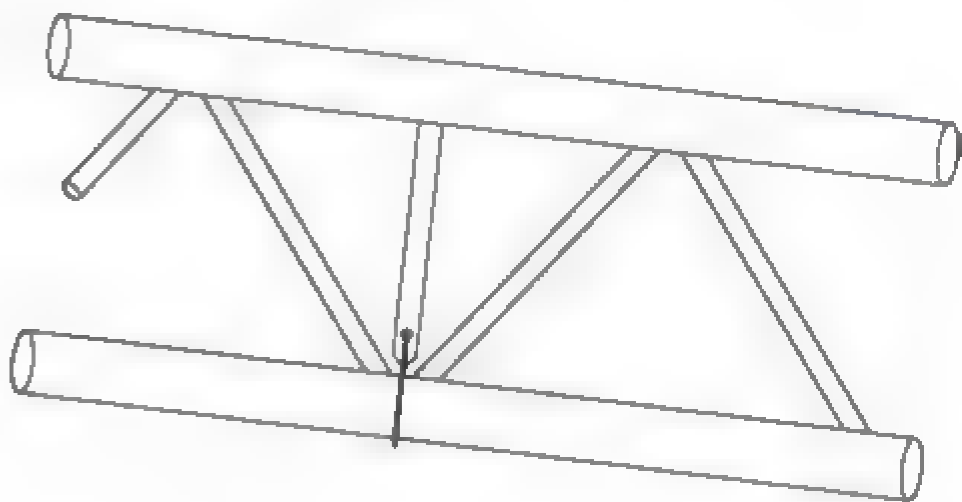


图 3 22 四弦杆(圆管结构)立面腹杆布置


图 3-23 八弦杆(箱形结构)立面腹杆布置


图 3-24 四弦杆平面腹杆布置


图 3-25 八弦杆平面腹杆布置

(3) 臂架头部。臂架头部是臂架结构最为复杂的一部分。臂架头部结构要求受力形式明确,外形流畅,重量轻。图 3-26~图 3-28 分别为桁架式、箱梁式和实腹式臂架头部结构的典型图。

(4) 改向滑轮支座。臂架上布置有各种改向滑轮,改向滑轮固定在臂架上用来改变钢丝绳的行进方向。由于钢丝绳在经过改向滑轮

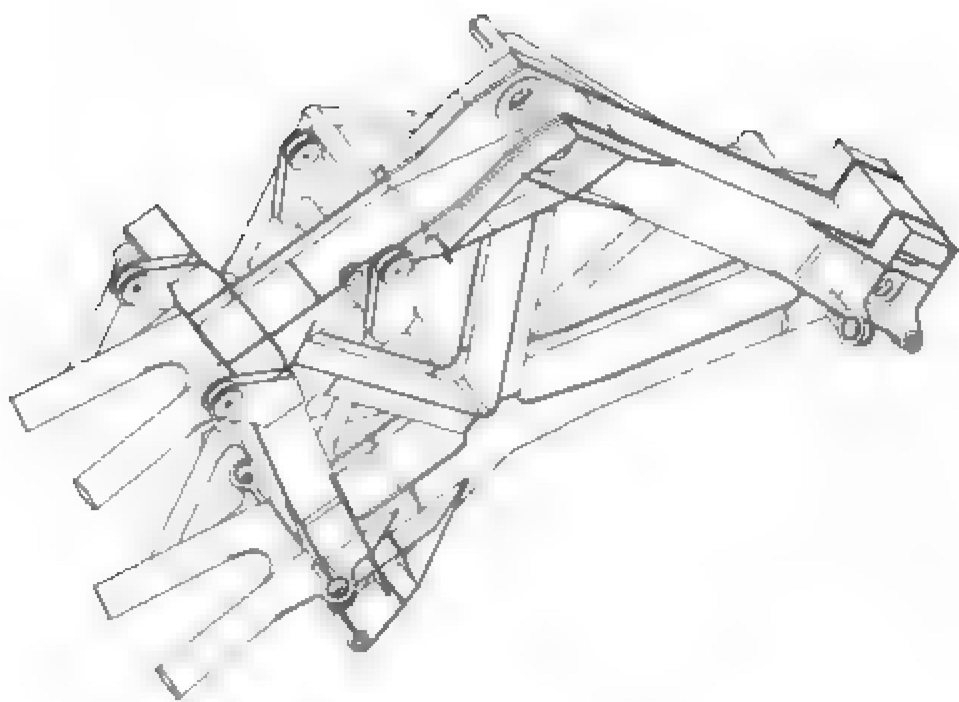


图 3 26　桁架式臂架头部结构

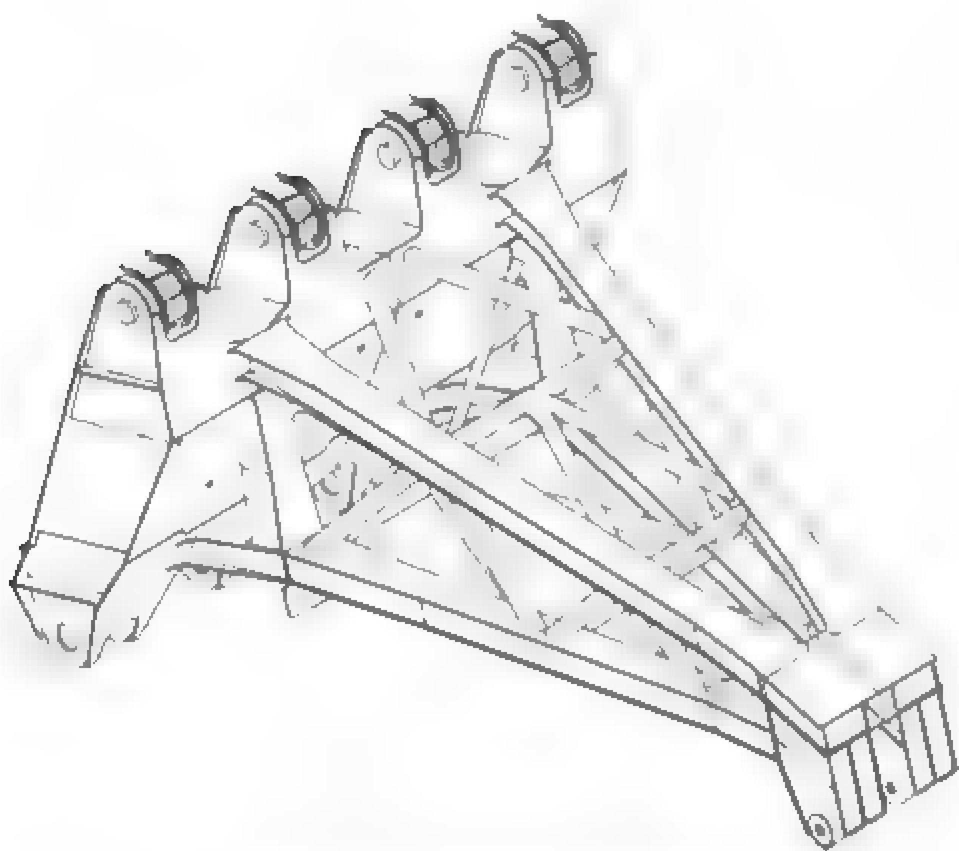


图 3-27　箱梁式臂架头部结构

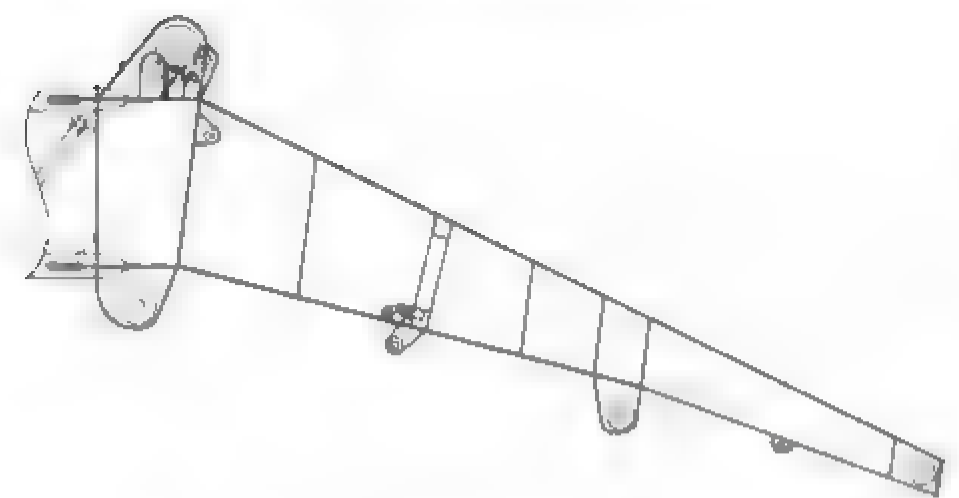


图 3-28　实腹式臂架头部结构

时，角度发生改变，其产生的分力会对臂架结构产生一定的影响。图 3-29 所示为改向滑轮支架受力的示意图。

图 3-29 中 T 为钢丝绳张力；P 为作用于臂架结构上的载荷；a 为钢丝绳包角。

(5) 臂架的力学简化模型。图 3 30 所示为臂架的力学模型。臂架假设为一简支梁，受力形式以受压为主，即理想设计的臂架为一压

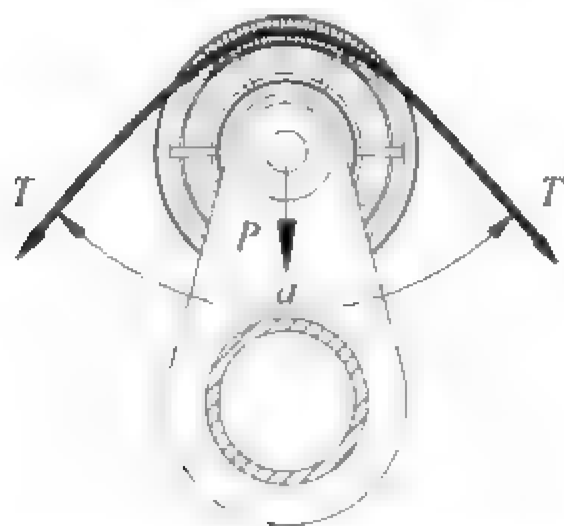


图 3-29　滑轮支座受力示意图

杆。但实际上臂架受到剪力、弯矩的共同作用，因此如何减小弯矩和剪力对臂架结构的影响是设计的一个重要内容。

2) 人字架系统

人字架也称“A”字架，一般有实腹式和框架式两种。作用于人字架的载荷主要是变幅绳的拉力和各种起升机构钢丝绳的张力。图 3-31 和图 3-32 所示的人字架结构为框架式，图 3-33 所示的人字架结构为实腹式，图 3-34 所示为组合式人字架结构。实腹式人字架的力学模型为一竖直悬臂梁，这种形式一般用于吨位较小的起重机。在大型起重机上一般采用框架式结构，其形式简单，重量轻，承载能力大，下文将着重介绍框架式结构。框架式人字架主要由压杆、拉杆、横梁以及改向滑轮支座(见图 3-31)等组成。

(1) 压杆：顾名思义，压杆主要承受压力，同时也承受由于自重以及钢丝绳拉拽产生的横向力。由于压杆存在稳定性的问题，因此压杆的许用应力偏小，因而压杆截面比拉杆要大一些。压杆通常选择封闭、惯性半径比较大的截面形式，如箱形、圆管形。

(2) 拉杆：人字架的拉杆主要承受拉力，不存在稳定性问题，只要满足强度和侧向框架刚度即可，此外应适当考虑安装时的稳定性问题。

(3) 横梁：人字架拉杆和压杆均可以设有横梁。上部横梁用来支承变幅滑轮支座，从而将变幅力传递到拉杆和压杆上；中间联系横梁起到稳定框架以及减小平面内压杆长细比的作用(见图 3 31)。

(4) 人字架的力学简化模型见图 3 35。

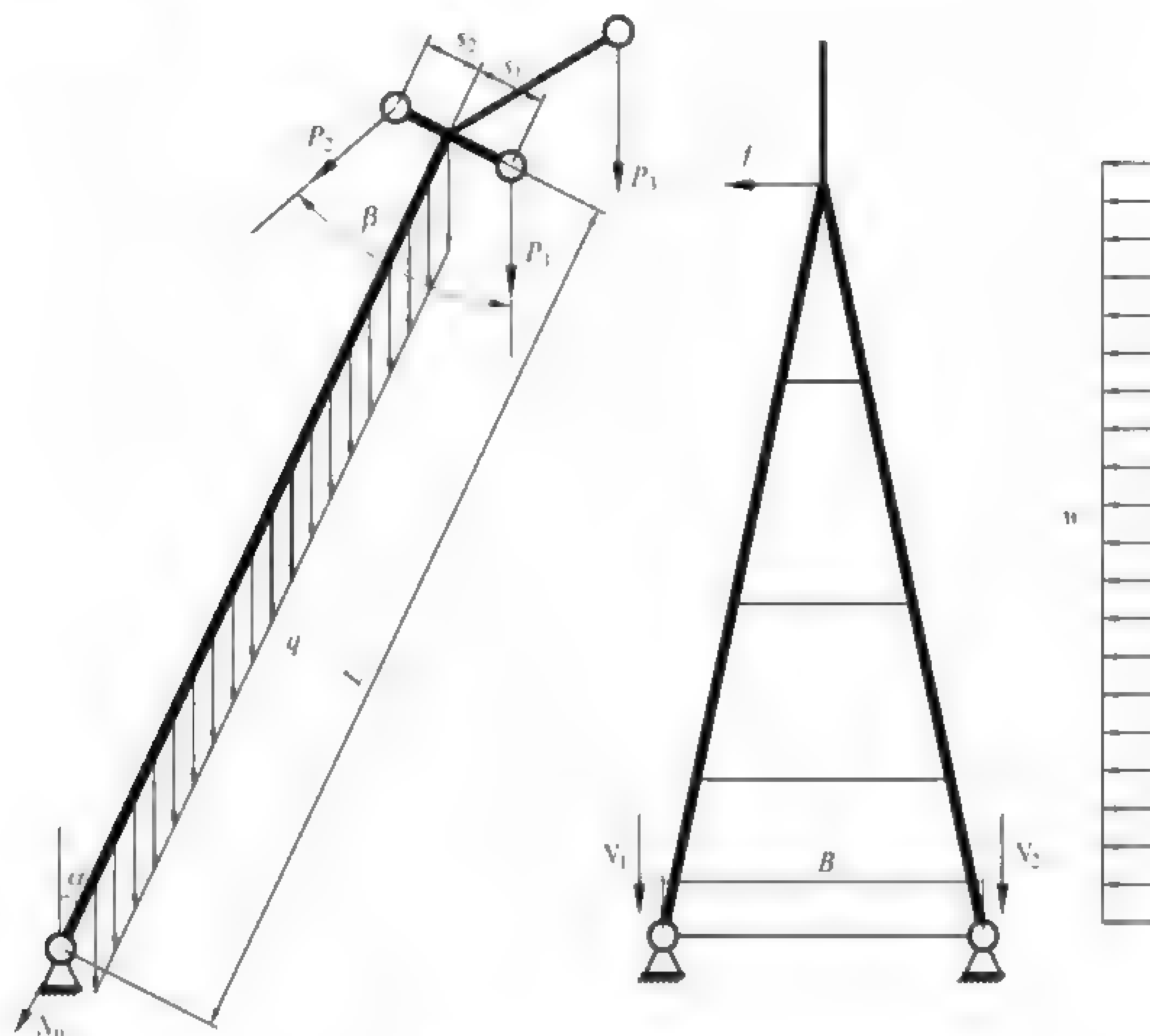


图 3-30 臂架力学模型

P_1—主钩吊点载荷；P_2—变幅力；P_3—副钩吊点载荷；q—臂架线重量；f—侧向力；w—风载；L—臂架长度；B—铰点中心距；s_1—主钩点距臂架中心高度；s_2—变幅点距臂架中心高度；N_0—变幅平面内产生的铰点压力；N_1，N_2—回转平面产生的铰点压力；α—臂架与垂线间夹角；β—变幅绳与垂线间夹角

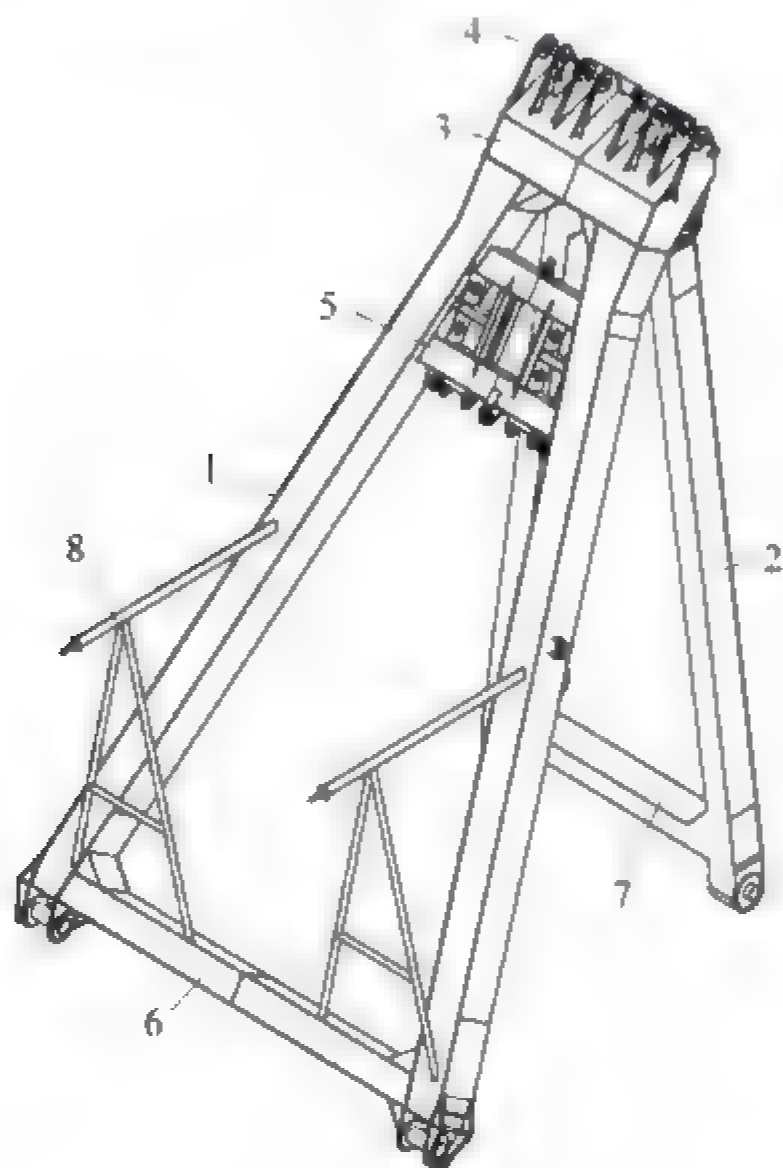


图 3-31 铰接式人字架结构

1—压杆；2—拉杆；3—压杆上部横梁；4—改向滑轮支座；5—压杆中部横梁；6—压杆下部横梁；7—拉杆下横梁；8—防倾覆支架

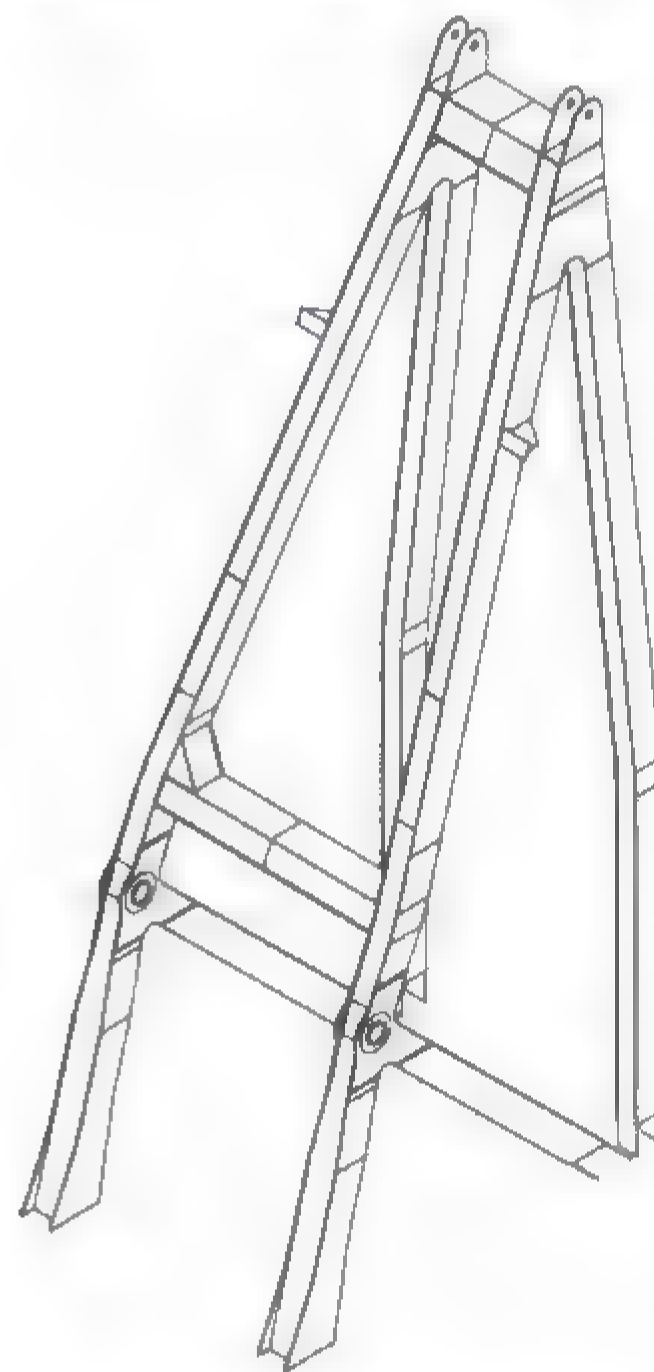


图 3-32 固定铰点人字架结构

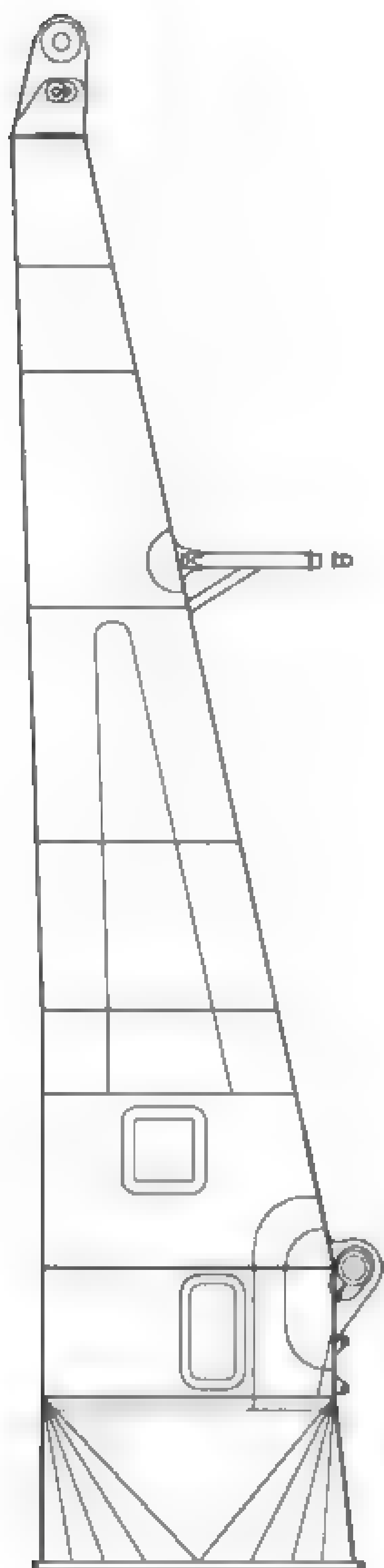


图 3-33 实腹式人字架结构

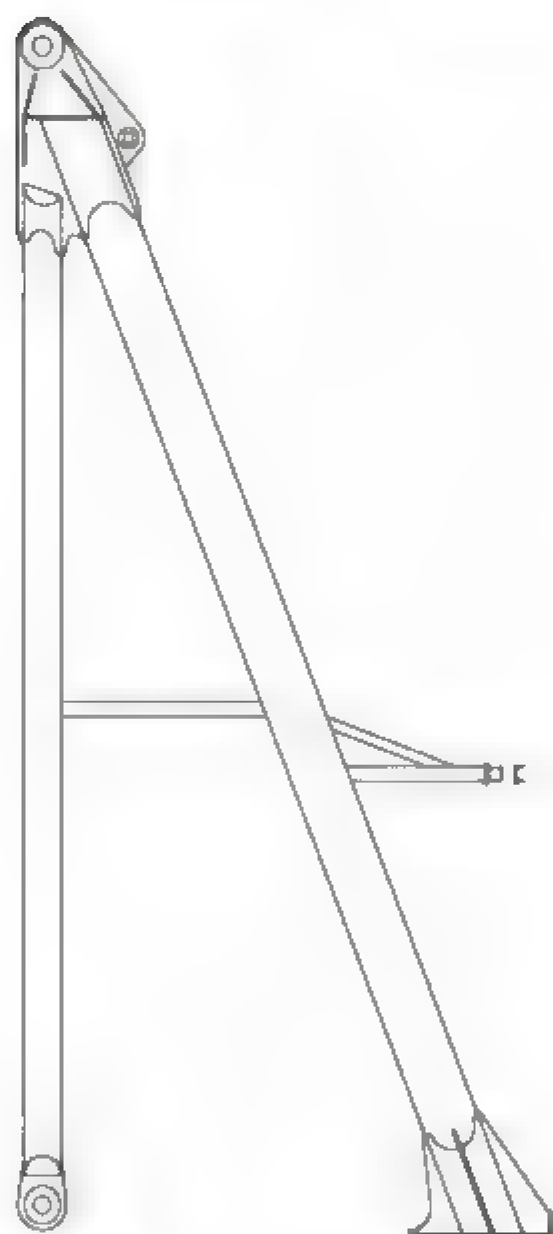


图 3-34 组合式人字架结构

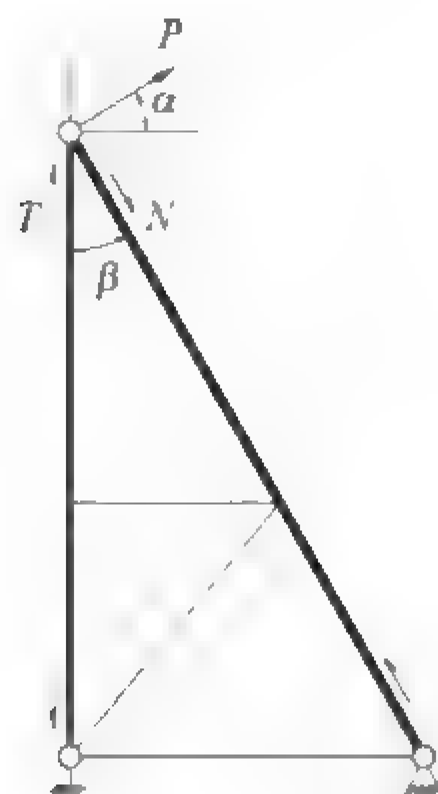


图 3-35 人字架力学模型

P—变幅力；N—压杆压力；T—拉杆拉力；

α—变幅力与水平面夹角；β—压杆与拉杆夹角

3）桁框架

桁框架起到增加底盘刚度、抬高人字架和臂架从而增加起升高度的作用。一般只用于大型浮式起重机中。桁框架的上部与臂架铰点以及人字架下铰点连接，下部与底盘连接，见图 3-36。

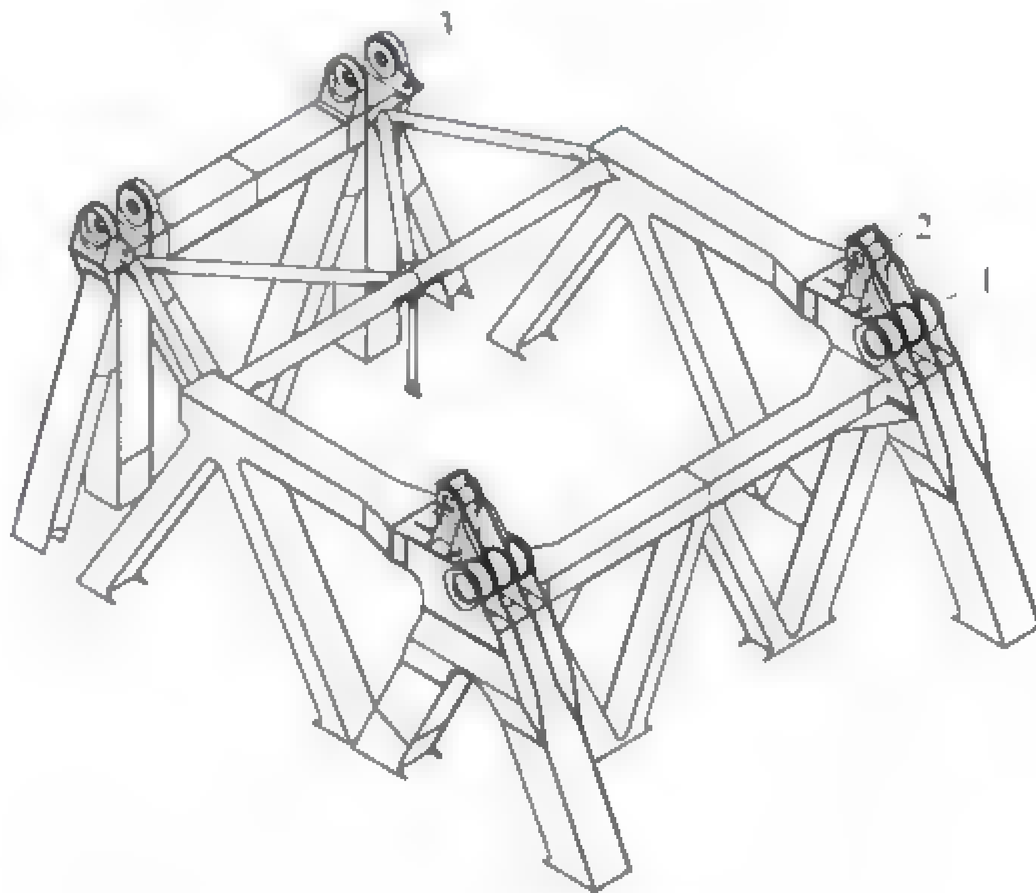


图 3-36 桁框架结构

1—臂架铰点；2—人字架压杆下铰点；

3—人字架拉杆下铰点

4）回转底盘

大型全回转式起重机的回转底盘一般采用滚轮 反滚轮连接方式，与底座或者圆筒体连接（见图 3 37）；也有另外 一种连接形式，采用轴承与下部筒体连接（见图 3 38）。回转底盘

一般也以框架式结构为主，平面框架式转台由两根对称于纵向轴布置的纵梁和若干联系横梁组成。两根纵梁是转台的主要受力构件，人字架和臂架或桁框架都直接支承在纵梁上（也有同时支承在前部横梁上的情况）；其他部分的重量最终也通过联系横梁将力传递到纵梁上。若需要在回转底盘增加配重，一般连接在底盘尾部。其结构形式和构成见图3 39。

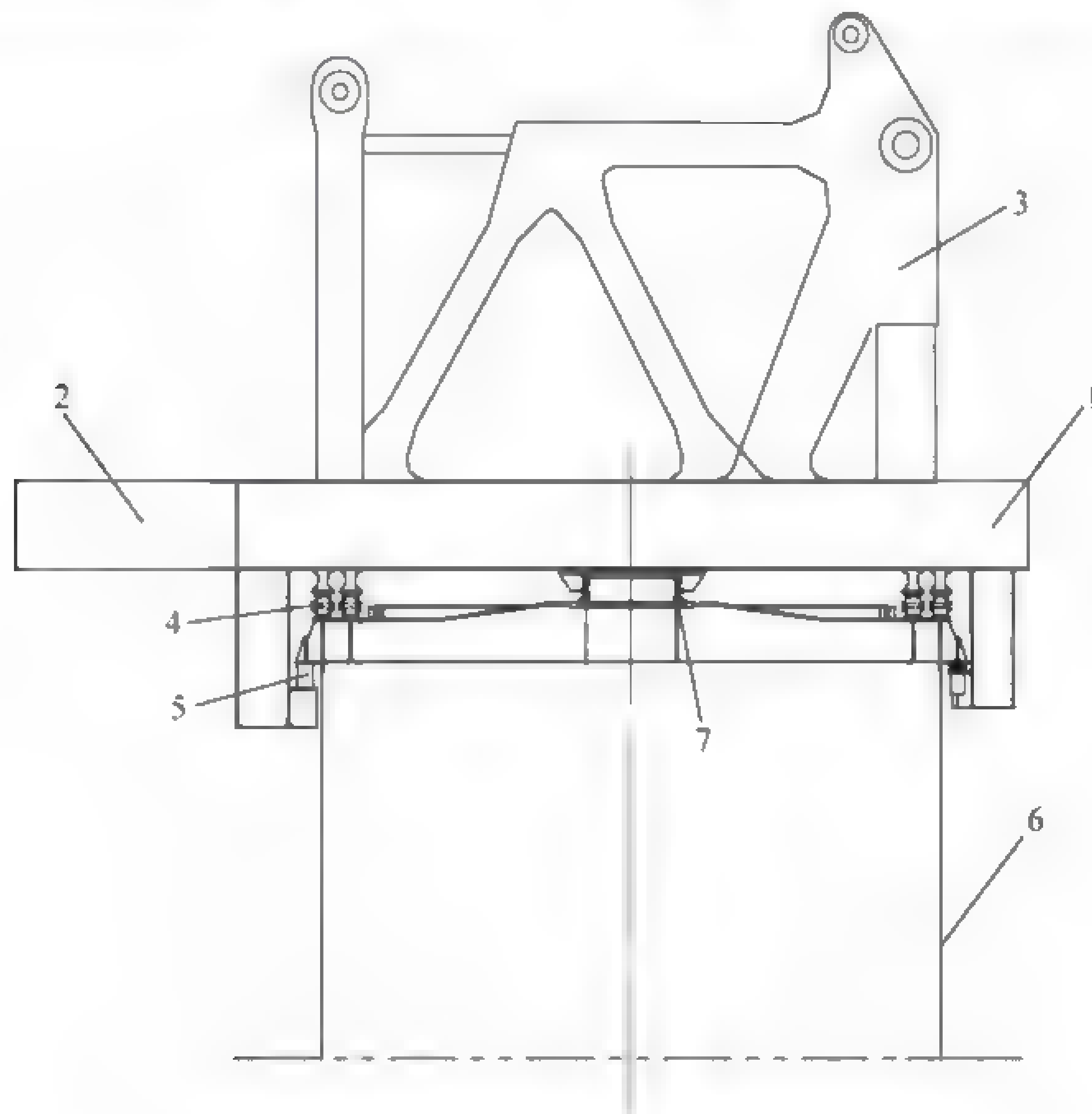


图3-37　滚轮-反滚轮连接形式的回转底盘及其位置示意图

1—回转底盘；2—配重箱；3—桁框架；4—正滚轮；5—反滚轮；6—圆筒体；7—回转中心结构

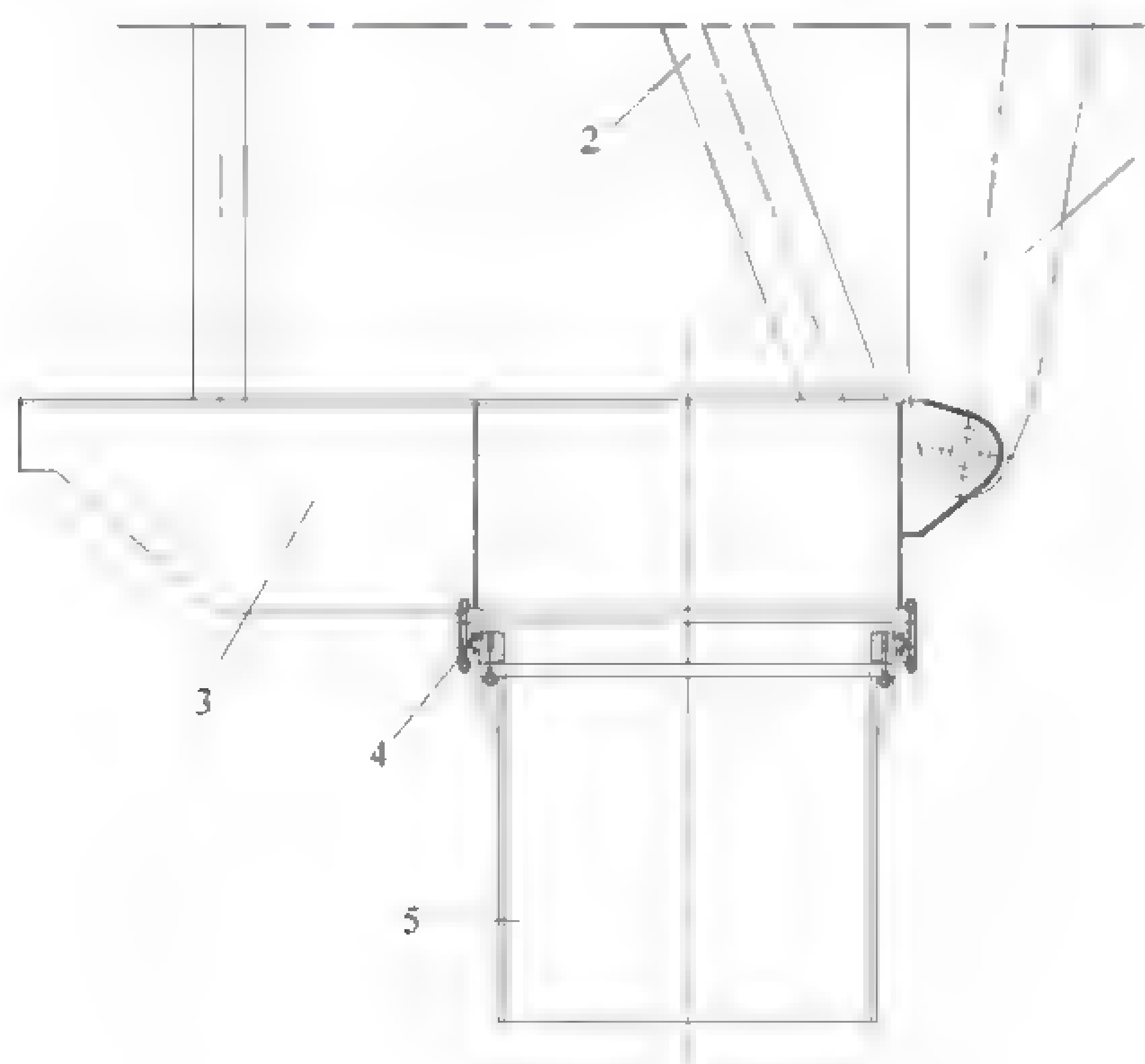


图3 38　回转轴承连接的底盘及其位置示意图

1—臂架；2—人字架；3—回转底盘；4—回转轴承；5—圆筒体

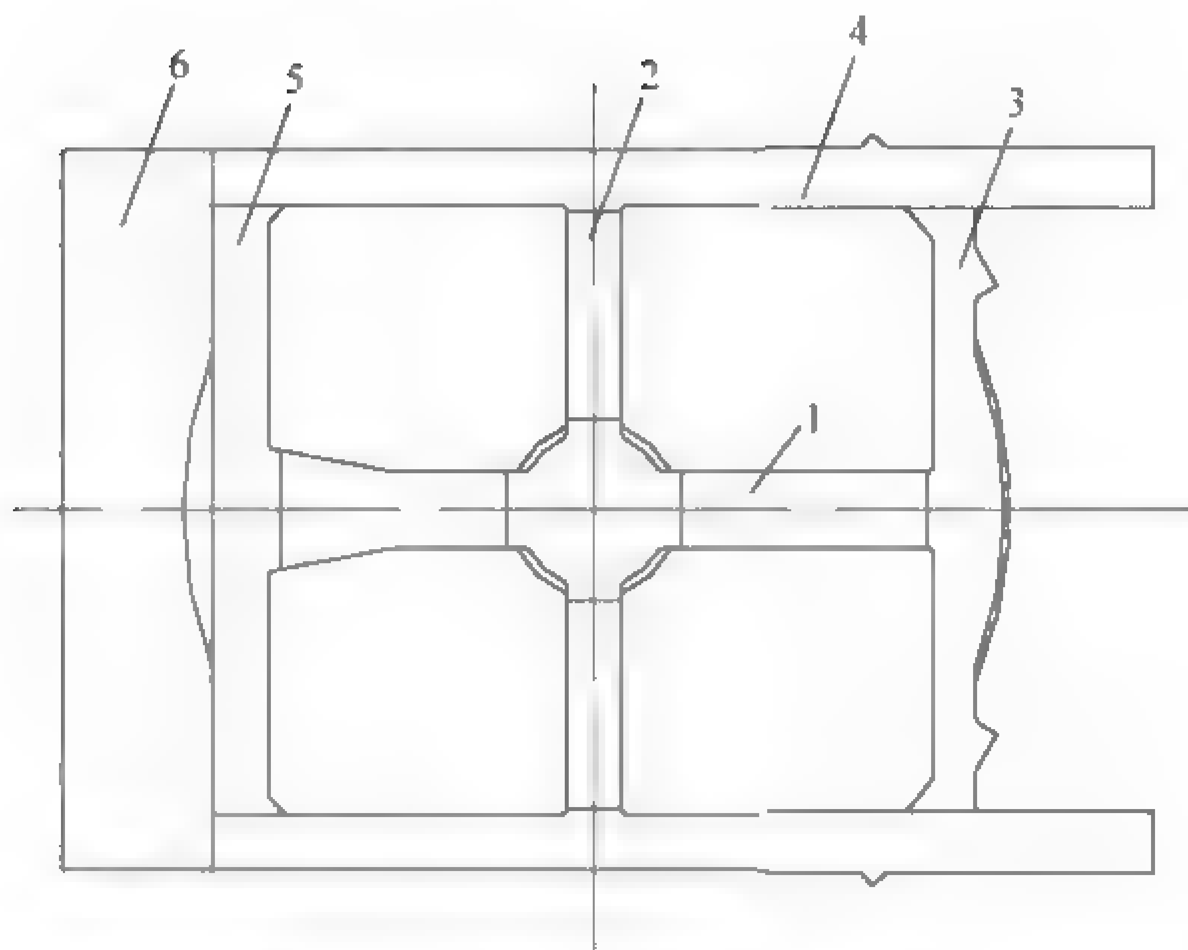


图 3-39 回转底盘的结构形式和构成

1 中心位置纵梁；2 中心位置横梁；3 前端位置横梁；4 侧面位置纵梁；5 后端位置横梁；6 配重箱

底盘的力学简化模型，如图 3-40 所示。图中，Q 为臂架铰点压力；N 为压杆压力；T 为拉杆拉力；P 为配重拉力；F 为侧向或横向力；$G_1,G_2,\cdots,G_n$ 为机构压（拉）力；g 为自重分布载荷。

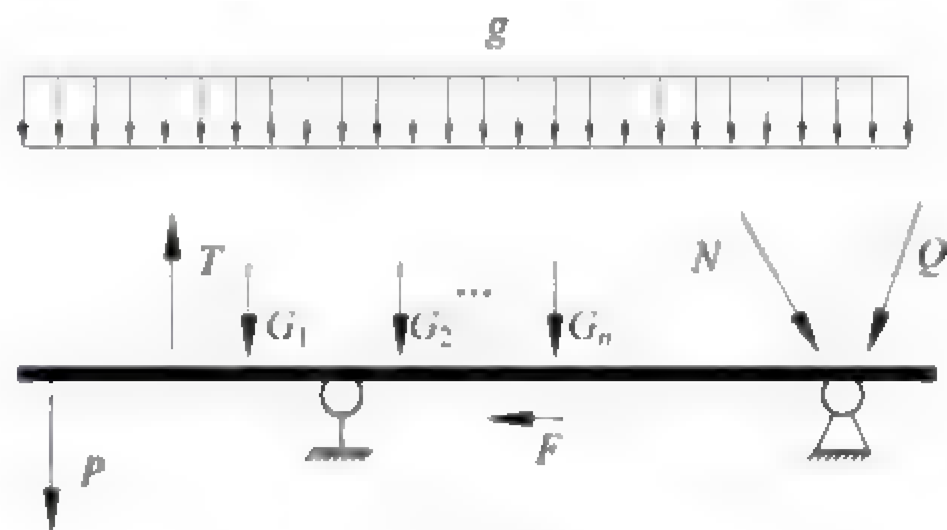


图 3-40 底盘的力学简化模型

5）筒体

筒体也叫基座，其作用是将起重机与船体或平台连接起来。起重机以及吊载的重量及力矩通过筒体传递到船体或者平台上。为便于船体施工，有时将圆筒体下部结构做成方形，上部结构为圆形，简称圆方过渡形式卷筒体。

（1）筒体分类。与回转底盘一样，按照采用的回转方式的不同，可分为滚轮-反滚轮连接式筒体和回转轴承连接式筒体，如图 3-41～图 3-43 所示。

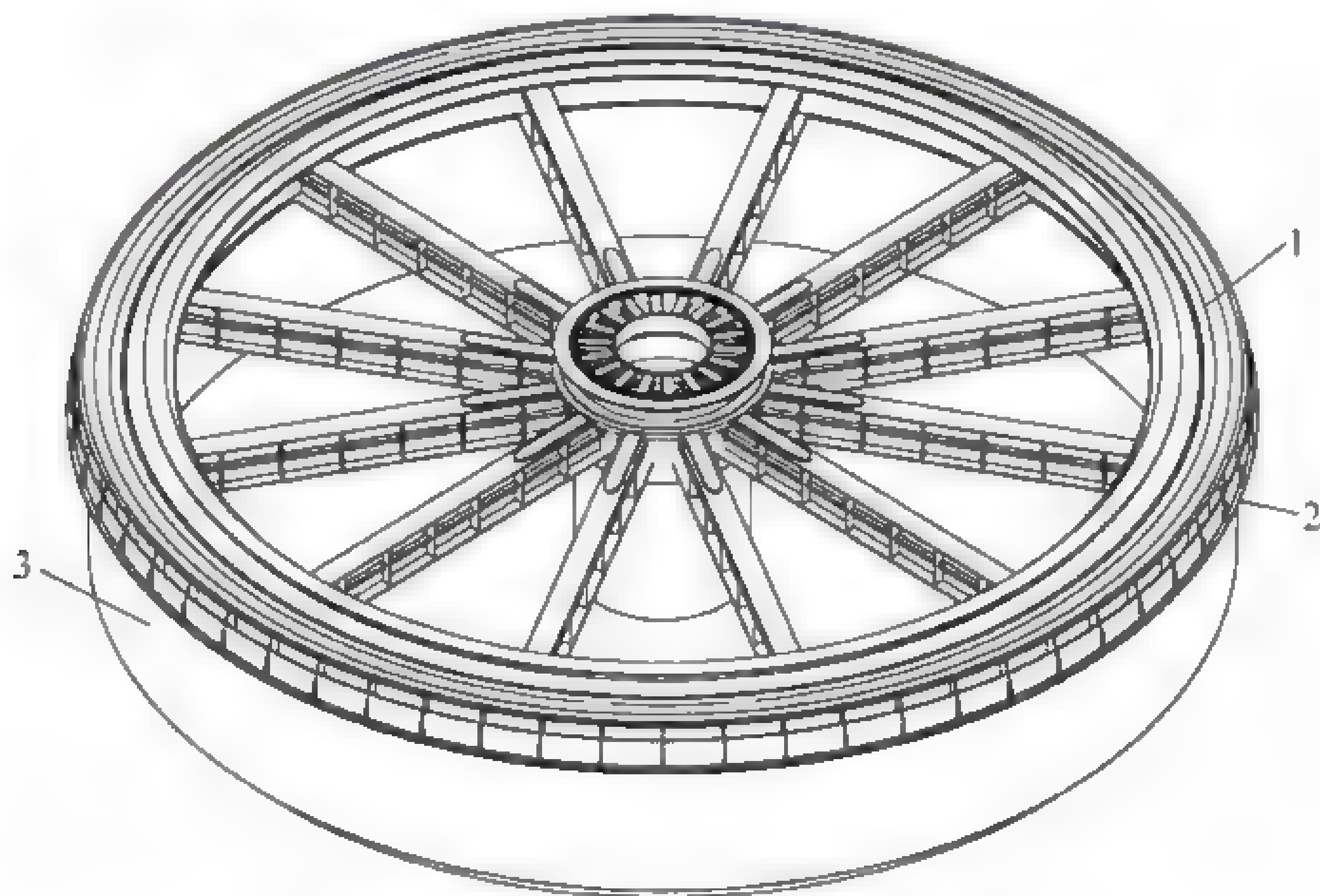


图 3-41 滚轮-反滚轮连接式圆筒体

1—正滚轮承轨结构及轨道面；2—反滚轮承轨结构及轨道面；3—圆筒体

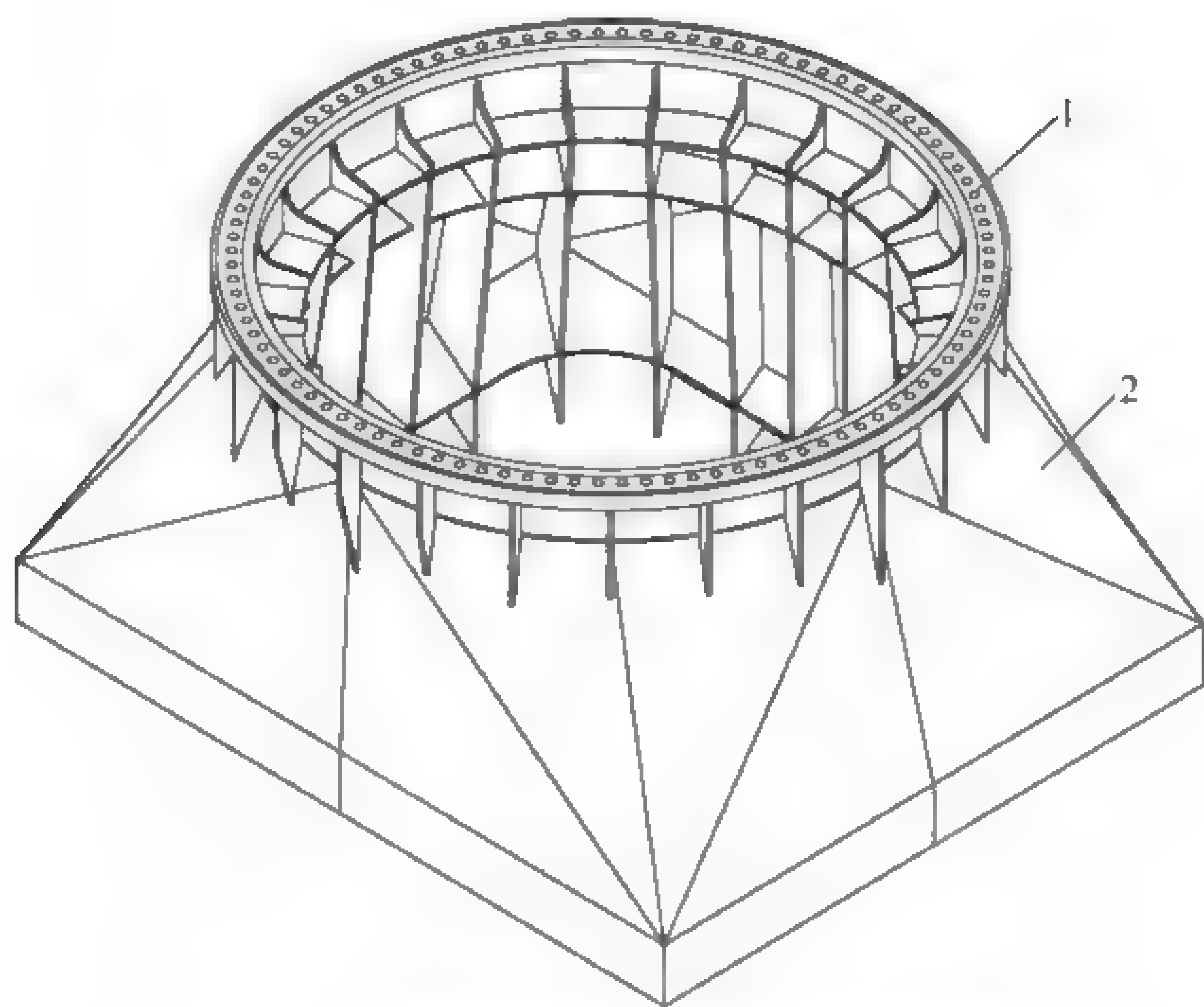


图 3-42　回转轴承连接式圆方过渡圆筒体
1—回转轴承连接支座；2—圆方过渡圆筒体

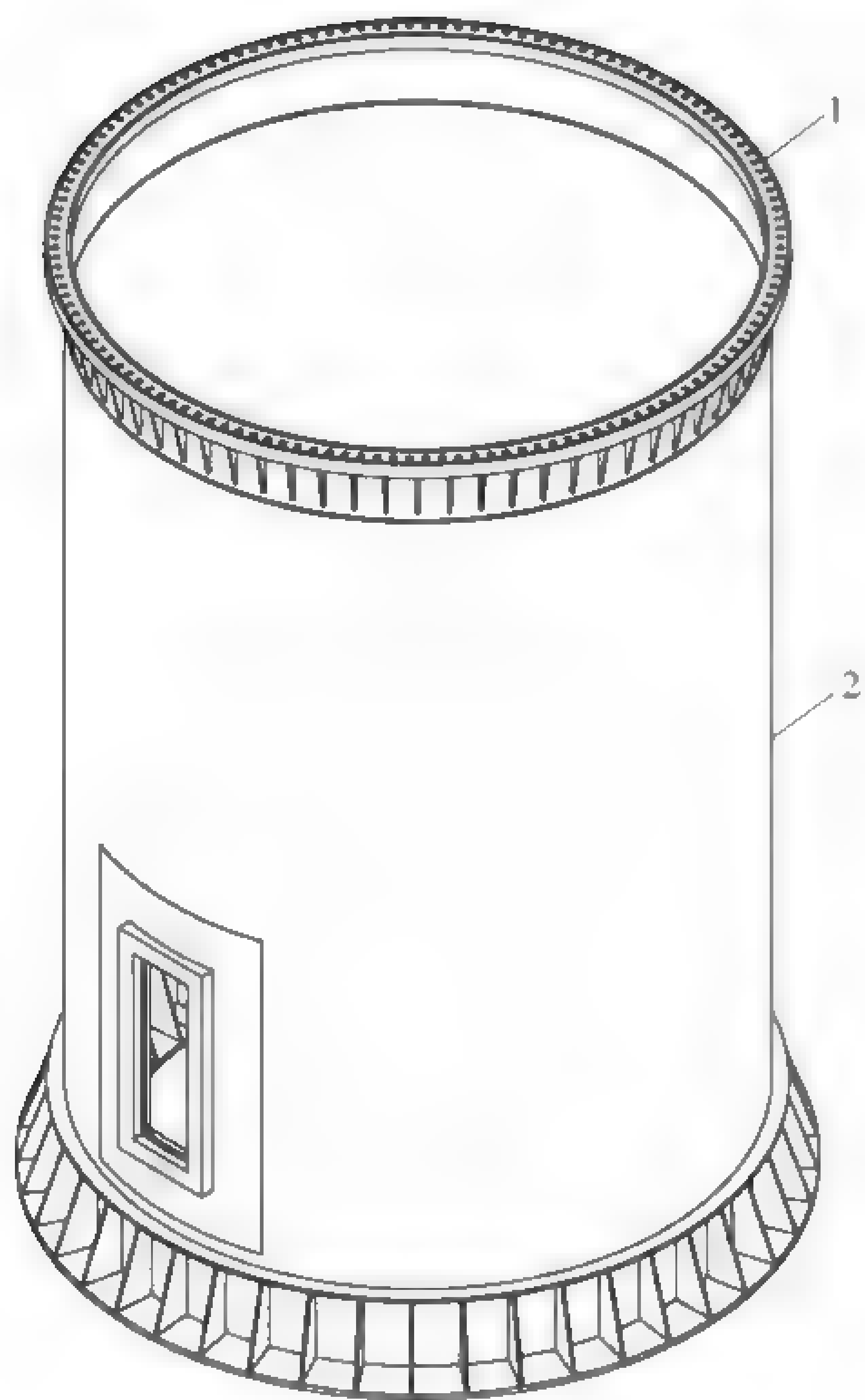


图 3-43　回转轴承连接式圆筒体
1—回转轴承连接支座；2—圆筒体

(2) 筒体的理论计算。筒体的受力比较明确，理论模型简单，筒体的设计主要在于其局部稳定性的计算。国内外的规范中均有讲述（如挪威船级社 DNV 等），在此不作展开。

6) 滚轮与回转中心结构

滚轮与回转中心结构的作用等同于传统意义上的回转轴承，只是在大型浮式起重机中回转轴承尺寸过大，目前还没有产品可以满足需求，因此就用滚轮和回转中心结构的组合加以替代。在实现回转的同时，滚轮和反滚轮用来承受垂直载荷和倾覆力矩，回转中心结构用来承受横向载荷。滚轮和回转中心结构示意图见图 3-37。

(1) 正滚轮。正滚轮主要承受垂向的压力以及由倾覆力矩产生的在前半圈（臂架所在方向）的向下压力，同时沿圆形轨道转动实现起重机的回转。正滚轮为整圈设置，通常工作时，只有前半圈支承点附近部分滚轮承受负载。正滚轮和回转底盘不相对固定，这样承受负载的滚轮得到轮换，可延长滚轮的工作寿命。正滚轮位置布置见图 3-44。

(2) 反滚轮。反滚轮主要承受由倾覆力矩产生的在后半圈（臂架所在反方向）的向上的压力，并将力传到筒体上。反滚轮为非整圈设置，反滚轮和回转底盘相对固定。反滚轮位置布置见图 3-44。

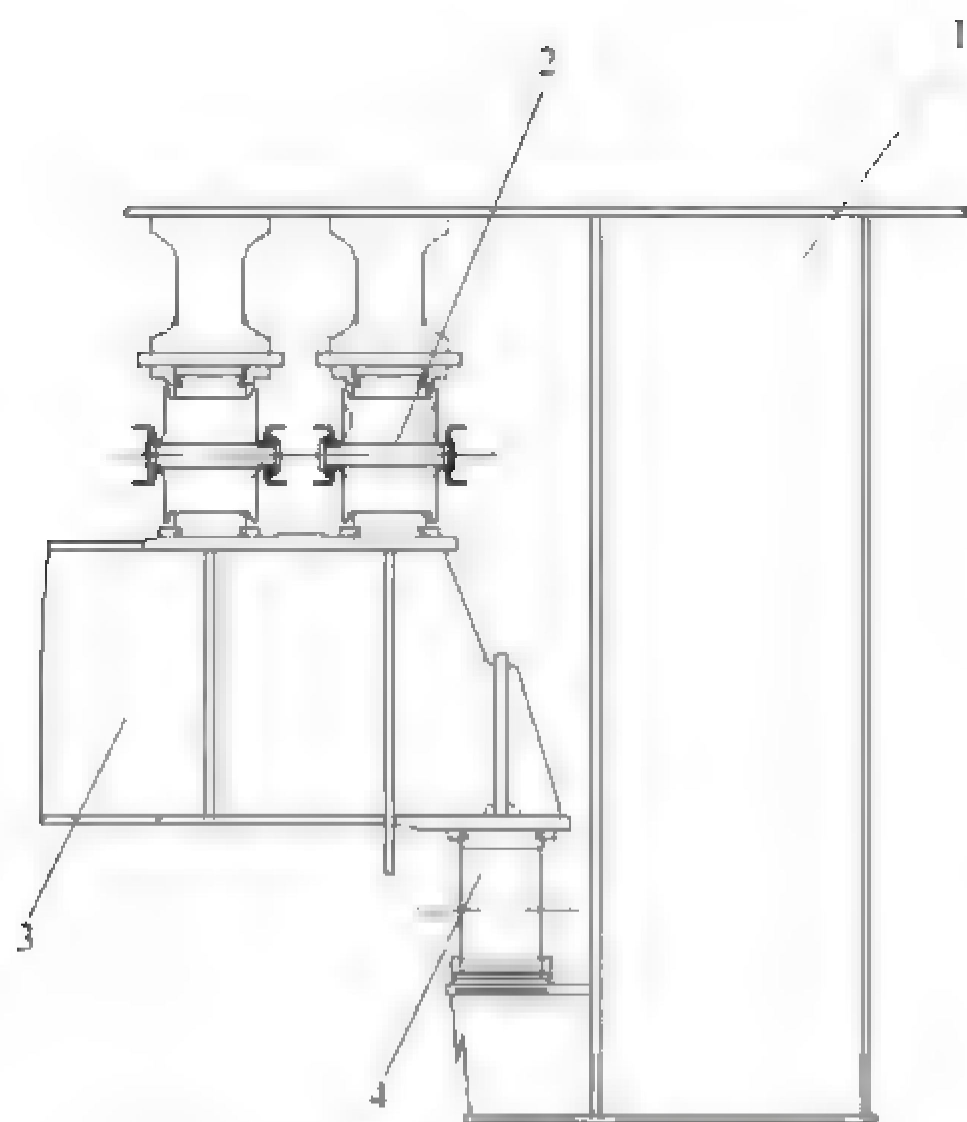


图 3-14　正滚轮、反滚轮位置布置示意图
1—回转底盘及反滚轮支承结构；
2—正滚轮；3—圆筒体；4—反滚轮

(3) 回转中心结构。回转中心结构主要承受水平力，同时保证起重机绕回转中心旋转。大型结构中，回转中心结构由靴套(回转轴承外圈)、靴托(回转轴承内圈)组成。靴套和回转底盘连接，靴托和圆筒体连接，靴托上镶嵌有铜套。此处为回转底盘和圆筒体之间的夹缝空间，比较狭小，因此回转中心结构还要考虑维修方便。维修时，靴套和回转底盘之间的固定螺栓拆除后，靴套自动脱落，见图 3-45。

7) 其他附属结构

为满足起重机的正常使用，一般还配置有其他附属结构件，如钩箱、防倾覆支架、臂架搁架、梯子平台、机构平台等。图 3-46 所示为钩箱示意图，当起重船处于航行状态时，用来搁放起重机的吊钩。图 3-47 所示为臂架搁架，用来搁放起重机的臂架。

防倾覆支架一般设置在人字架压杆上(见

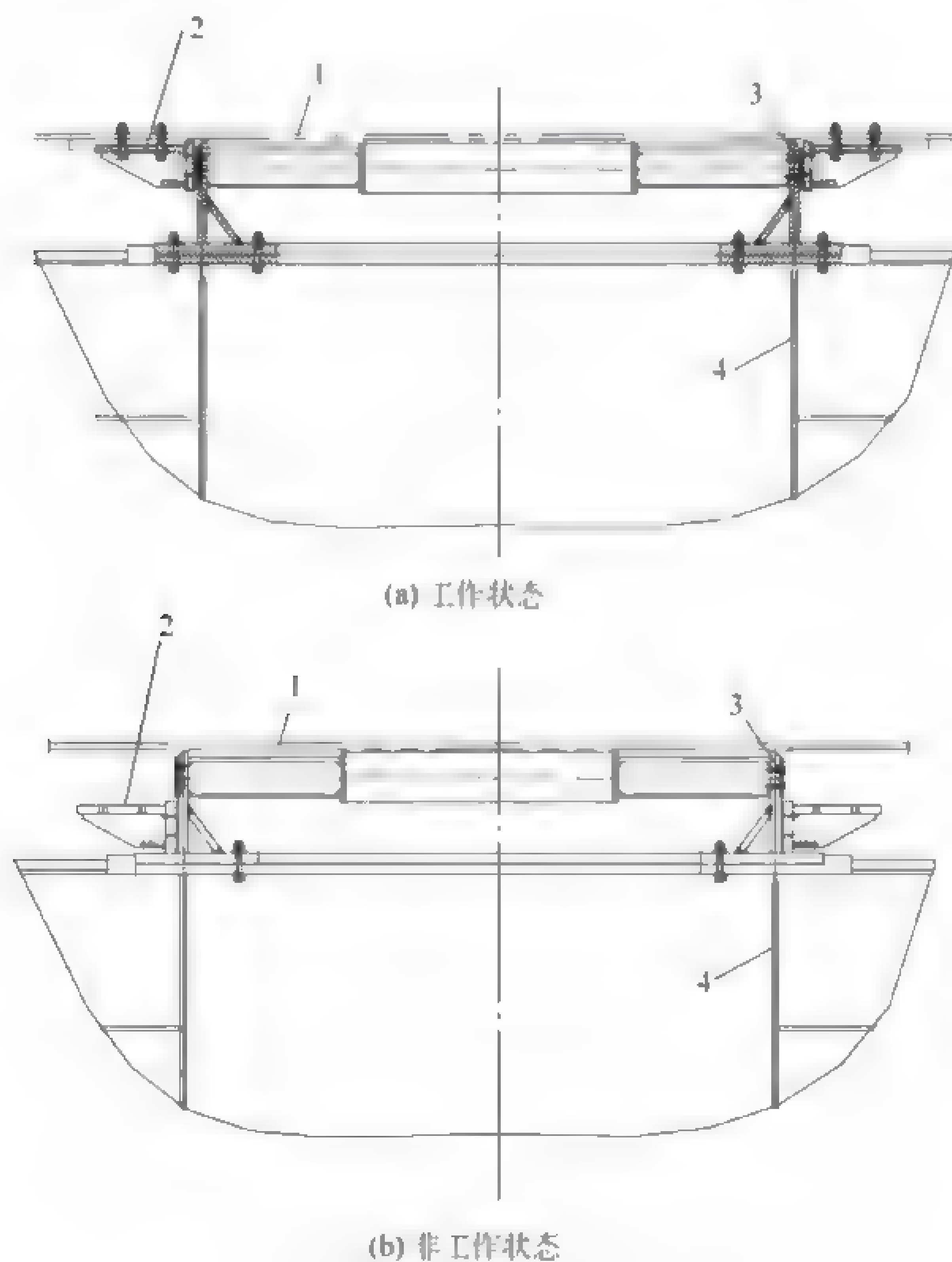
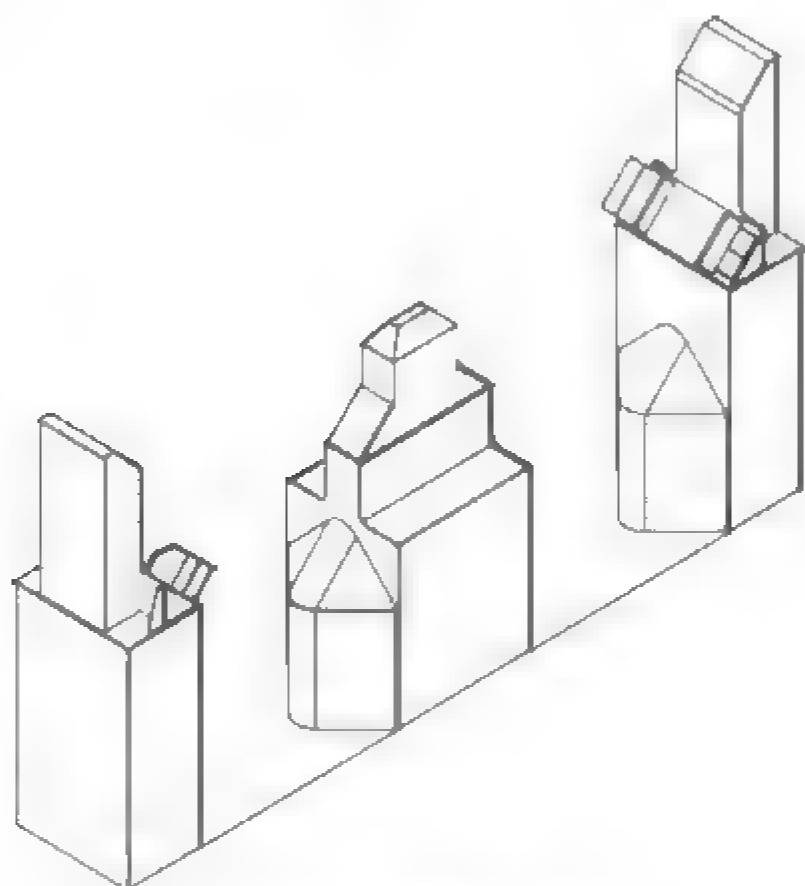


图 3-45　回转中心结构
1—回转底盘；2—靴套；3—靴托；4—圆筒体


图 3-46 钩箱

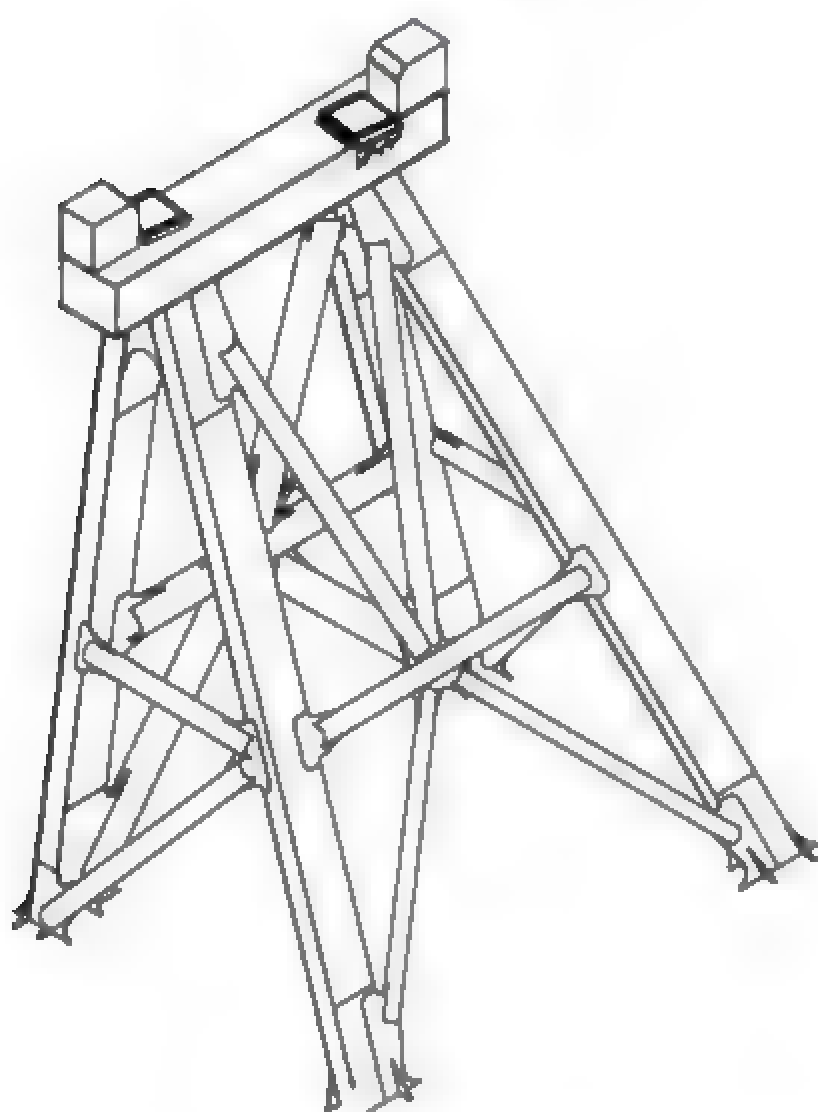

图 3-47 臂架搁架

图 3-31)，在臂架大角度工作时，防止在风载荷或者吊钩突然卸载时惯性力作用下或者误操作情况下发生臂架向后倾覆。一般在防倾覆装置的前端设置有缓冲器和极限停止限位，在臂架发生意外向后倾覆的情况下，先通过安全装置进行预防，最后的一道安全闸门才是防倾覆支架。

2. 载荷与载荷组合

对于全回转浮式起重机，在设计之前，需要明确其工作工况、非工作工况(包括维修工况、拖航工况、锚定工况等)，并且确定各种工况下的载荷。不同的船级社有不同的载荷和系数定义，但原则都类似。在此，选取几个最常见的载荷，作简单说明。

1) 载荷定义

浮式起重机设计中要考虑的载荷主要包括以下几类：

(1) DL ——起重机自重载荷，不包括悬挂于起重臂头部的起升绳、动滑轮组和钩头重量；

(2) LS ——吊钩系统载荷，包括悬挂于起重臂头部的起升绳、动滑轮组和钩头重量；

(3) LL——起升载荷，吊钩下吊载重物的重量；

(4) LIST，TRIM——因船体横倾(list)或纵倾(trim)引起的自重惯性力；

(5) F_o，F_s——吊重相对起重机倾斜(前后、横向)引起的水平分力，船体本身的倾斜及特殊的起吊要求都可能引起这样的水平分力；

(6) F_r——因起重机运动引起的惯性力，通常由回转运动产生；

(7) WLO，WLS——风载荷(区分为工作风载荷 WLO 和非工作风载荷 WLS)；

(8) SHIP——船体的运动载荷。

2) 作业系数 φ_d

浮式起重机的作业系数 φ_d 根据其使用频次和吊运工作的繁重程度来决定，并假定在正常船用条件下的工作寿命(工作循环次数)不超过 6×10^5 次。一般规定为 $\varphi_d=1.05$，对工作特别繁重的起重机，可适当提高。

3) 起升动载系数 φ_2

吊运起升载荷时，由于状态的突然改变，吊重产生的加速度会导致作用在结构上的实际载荷增大。通常利用起升动载系数乘吊重来考虑这些载荷。

起升系数按下式计算：

$$\varphi_2 = \max(1.1, 1 + Cv_q) \qquad (3\text{-}1)$$

式中：v_q——起升速度，m/s，当起升速度超过 1m/s 时，仍按 1m/s 计算；

C——决定于起重机刚度的系数，对臂架式起重机取 0.3。

4) 起重机运动引起的惯性力 F_r

由于回转、变幅而作用于起升载荷与起重机结构上的惯性力应予以考虑。

在回转与变幅运动时，作用在起升载荷上

的水平惯性力按起升钢丝绳(垂直部分)的摆幅所产生的水平力计算。回转与变幅机构加速与减速时,作用在运动部件与起升载荷上的水平惯性力,取该质量与加速度乘积的1.5倍。

作用在起重机结构上的离心力可以忽略不计。

5) 船舶倾斜载荷 LIST 或 TRIM

浮式起重机在工作时,船体难免倾斜,因此起重机会承受自身坐标系内的水平加速度 $g\times\sin\beta$ 和 $g\times\sin\alpha$,其中,α、β 分别为纵倾、横倾的角度。在船东未给出船体倾斜数值时,可按表3-3中的角度予以考虑。

表3-3　最小横倾角和纵倾角

船舶类型	横倾角 $\beta/(°)$	纵倾角 $\alpha/(°)$
常规船舶(规范尺度比要求的船舶)	5	2
船长小于4倍船宽的驳船及双体船	3	2
半潜船	3	3
半潜式平台	2	2
自升式平台	1	1

6) 起升钢丝绳的偏斜载荷 F_α 或 F_β

船体本身的倾斜以及吊重的相对位置都会导致起升钢丝绳的倾斜,如横向倾角 β、纵向倾角 α,由此导致吊重 F 产生水平分力 $F\sin\beta$ 和 $F\sin\alpha$。

7) 风载荷

(1) 作用在起升载荷上的风力。作用在起升载荷 LL 上的工作风力 WLO_LL,在未知起升载荷的形状和尺度时,可按下式估算:

$$\mathrm{WLO_LL}=\begin{cases}0.037\mathrm{LL} & (\mathrm{LL}\leqslant 50\mathrm{t})\\ 0.261\sqrt{\mathrm{LL}} & (\mathrm{LL}>50\mathrm{t})\end{cases} \tag{3-2}$$

式中:WLO_LL——作用在起升物上的工作风载荷,t。

(2) 作用在起重机结构上的风力。作用在起重机结构上或单个构件上的工作风力 WLO_W,可按下式计算:

$$\mathrm{WLO_W}=Cp A \tag{3-3}$$

式中:WLO_W——作用在起重机结构上或单个构件上的工作风载荷,t;

C——风力系数,方向与风向相同,取值见表3-4;

A——构件的投影面积,m^2,方向与风向垂直,组合结构的投影面积为结构上每个构件的投影面积之和;

p——作用风压,N/m^2,见式(3-4)。

$$p=0.625v^2 \tag{3-4}$$

式中:v——风速,m/s;起重机工作时的风速取20m/s,起重机在放置状态下的风速取55m/s,如预计有更大风速时,则取更大的风速。

表3-4　风力系数 C

类别	说明		空气动力长细比 l/b 或 l/D					
			5	10	20	30	40	50
单根构件	型钢、矩形型材、空心型材、板材		1.3	1.35	1.6	1.65	1.7	1.8
	圆形型材	$Dv<6m^2/s$	0.75	0.80	0.90	0.95	1.0	1.1
		$Dv\geqslant 6m^2/s$	0.60	0.65	0.70	0.70	0.75	0.80
	箱形构件 正方形:350mm×350mm以上 矩形:250mm×450mm以上	$b/d\geqslant 2$	1.55	1.75	1.95	2.1	2.2	—
		$1<b/d<2$	1.40	1.55	1.75	1.85	1.9	
		$0.5<b/d<1$	1.0	1.2	1.3	1.35	1.4	
		$0.25\leqslant b/d<0.5$	0.8	0.9	0.9	1.0	1.0	—
单个构件	平侧面型材		1.7					
	圆形型材	$Dv<6m^2/s$	1.2					
		$Dv\geqslant 6m^2/s$	0.8					
机房等	安装在地面或满实底层上的长方建筑,底部空气不能流通		1.1					

注:表中 l/b,l/D(空气动力长细比)和 b/d(截面比)见图3-48;v 为风速。

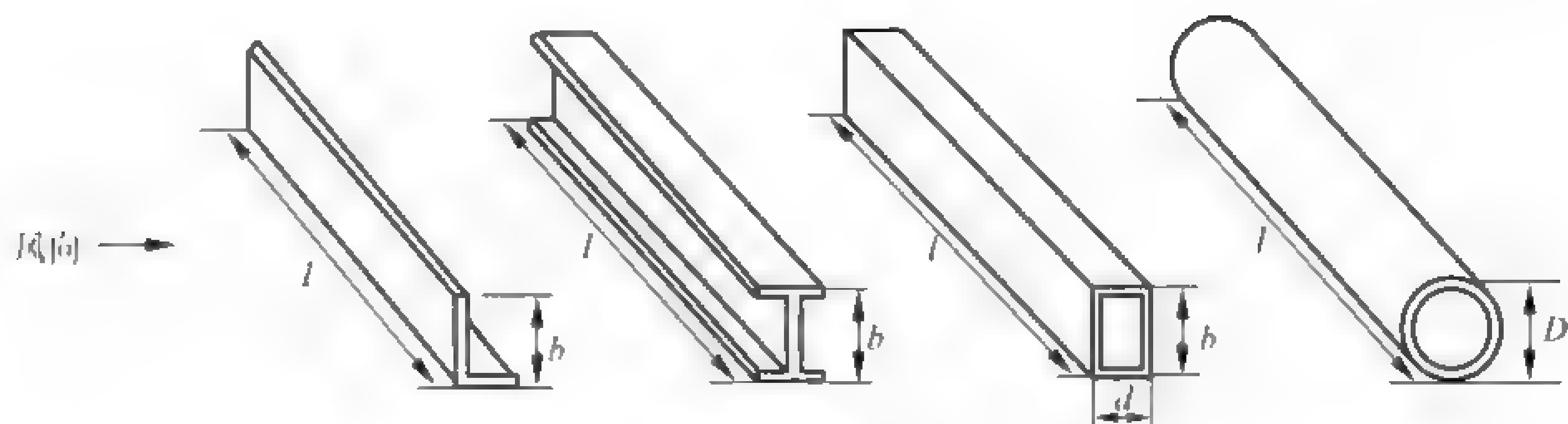


图 3-48 空气动力长细比和截面比

8) 拖航载荷 SHIP

起重机在拖航状态下,船舶的运动载荷应予以考虑。

(1) 船舶运动状态未知。如果船舶的运动状态未知,可按以下两种情况的组合力进行考虑:

① 垂直于甲板的加速度为±1.0g;前后方向平行于甲板的加速度为±0.5g;静横倾30°;风速55m/s,作用于前后方向。

② 垂直于甲板的加速度为±1.0g;横向平行于甲板的加速度为±0.5g;静横倾30°;风速55m/s,作用于横向。

(2) 船舶运动状态已知。如船舶的运动状态已知,可按由船舶运动引起的加速度载荷来计算起重机结构所承受的载荷。

通常利用公认的软件,按可能遭遇的最严重海况进行船舶耐波性和准静力分析,以求得船舶的运动载荷,该方法也可用来计算起重机在拖航工况下的所承受的力。

9) 工况组合

(1) 起重机于无风时工作:

$$\varphi_d\times[DL+\varphi_2\times(LS+LL+F_o+F_s)+TRIM+LIST+F_r] \tag{3-5}$$

(2) 起重机于有风时工作:

$$\varphi_d\times[DL+\varphi_2\times(LS+LL+F_o+F_s)+TRIM+LIST+F_r]+WLO \tag{3-6}$$

(3) 起重机处于维修、系泊、拖航等非工作状态:

$$DL+LS+SHIP+WLS \tag{3-7}$$

式中:SHIP ——拖航引起的载荷,其他存在的载荷,如可能的锚定、绑扎等也应包括于内。

3.2.2 工作机构

浮式起重机上常见的机构有:起升绞车机构、变幅绞车机构、辅助类绞车机构及回转机构等。本节重点描述起升绞车、变幅绞车及回转机构。大型浮式起重机一般通过绞车机构收放钢丝绳,实现吊钩的垂直运动和臂架的变幅动作。通过回转机构驱动起重机上部回转结构绕回转中心旋转。绞车机构与吊钩之间通过钢丝绳缠绕系统,实现驱动链的关联。下文中绞车机构简称绞车。

1. 起升绞车

1) 概述

浮式起重机的起升绞车用来实现吊载物件的垂直运动,是起重机上最主要的部件之一。

浮式起重机的起升绞车按功能可分为:主起升绞车、副起升绞车、小钩绞车、索具钩绞车等。浮式起重机的起升驱动机构可以是一组或两组对称布置的起升绞车。每组绞车由一至多台电动机或者液压马达驱动,并由相应的联轴器、制动器、减速器、卷筒等部件组成。通过驱动卷筒收绳或者放绳,实现物件的垂直运动。当绞车采用两组对称布置的方式时,为了保持两组绞车的同步运行,可以在高速轴(电机轴端)或低速轴(卷筒轴)之间设置机械同步装置,也可通过电气控制方式,实现同步运行。由于浮式起重机载荷大,垂直运动的行程长,需要卷入或者放出的钢丝绳长,一般采用容绳量大的多层卷绕式卷筒。

起升绞车一般应满足下列要求:

(1) 起升绞车设计和选型应符合所选规范规定的工作级别或规范标准的规定。

(2) 起升绞车的驱动装置一般设置在机器房内,各部件安装在具有足够强度和刚性的共用底架上。电动机和减速器底座应当有足够的刚度,防止因振动而影响机构正常工作。

(3) 驱动装置在完成调整后,应当用定位销或楔形止动块将各部件定位在底架上。

(4) 卷筒支座应有足够的侧向刚度以承受因钢丝绳偏斜产生的侧向力,保证卷筒制动器正常工作。

(5) 当采用 Lebus 卷筒时,钢丝绳工作时对卷筒绳槽的偏斜角一般控制在0.25°~1.5°。若钢丝绳对卷筒偏斜角超出范围时,需增加排绳机构。

(6) 在高速轴(减速器侧)和低速轴(卷筒轴侧)装设有可靠的制动器。

(7) 机构应当配置可靠的安全保护装置,包括但不限于限位保护、超载保护、超速保护等。对转动部件外侧应装设安全防护栏,在卷筒的下方应有接油盘,以防止从卷筒滴落的油脂污染环境。

(8) 满足标准或所选规范规定的噪声限制要求。

(9) 便于维护保养,留有足够的维修保养空间和通道。

(10) 当电气系统发生故障时,应有将吊具上的货物下放的应急措施。

2) 起升绞车的组成

起升绞车由以下几部分组成:电动机(或液压马达)、联轴器、制动器、减速器、卷筒、钢丝绳、安全限位开关和负荷限制器。其中,电动机(或液压马达)是动力源;制动器、联轴器、减速器、卷筒和钢丝绳是执行机构;安全限位开关和负荷限制器是安全保护装置。

3) 起升绞车的典型布置形式

(1) 一台减速器居中,两侧布置电动机和卷筒,如图3-49所示。该布置紧凑,占用空间小,也有利于减小钢丝绳对卷筒的偏角;但减速器体积和重量较大,维修相对不易。

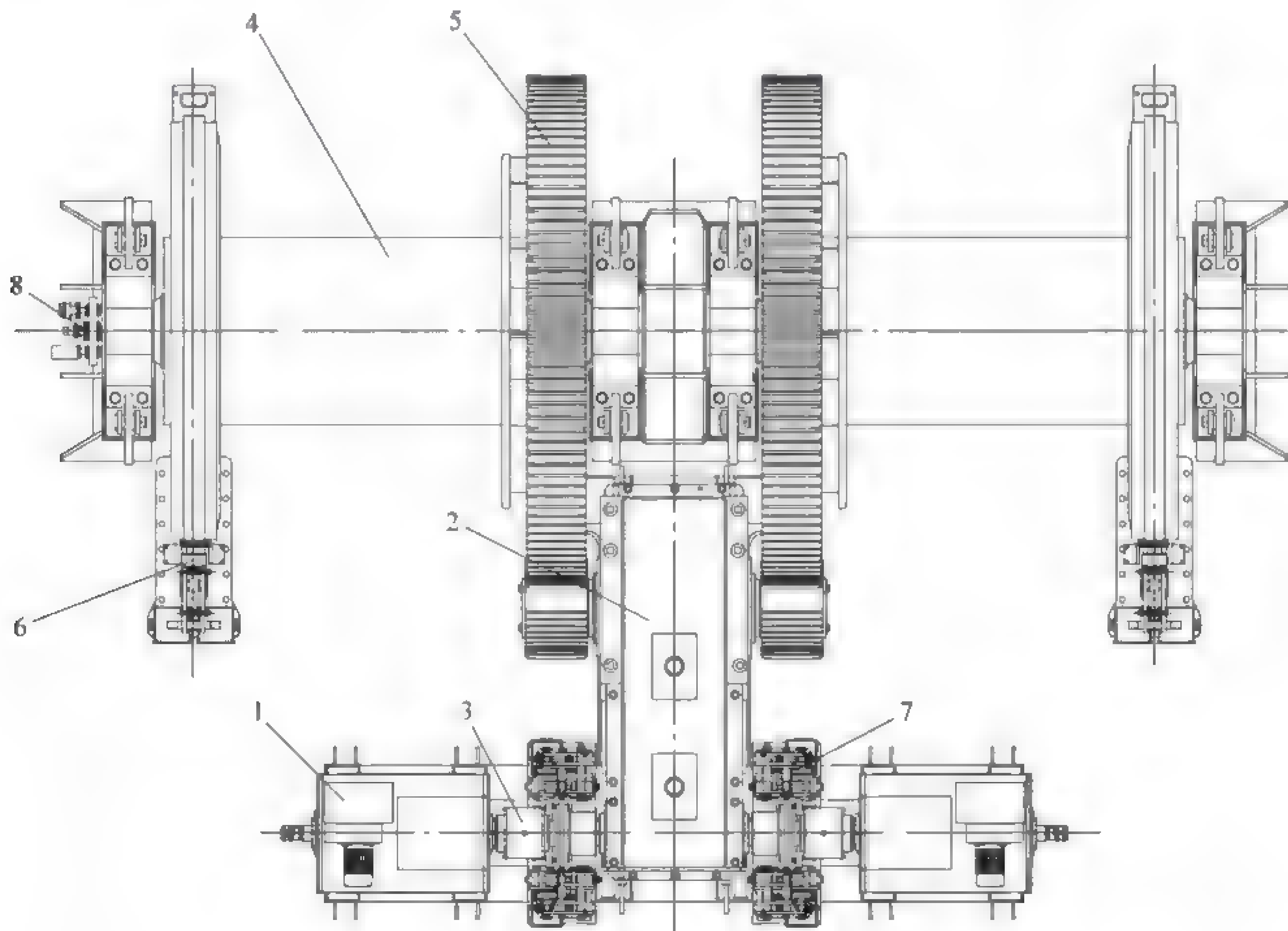


图3-49 起升绞车布置Ⅰ

1—电动机;2—联轴器;3—减速箱;4—卷筒;5—开式齿轮;6—卷筒制动器;7—高速制动器;8—限位装置

（2）两台减速器居中，两侧分别布置电动机和卷筒，如图3 50所示。采用该形式，两卷筒间距可根据需要调整，减小绳相对于卷筒的偏角，有利于人字架上滑轮组的布置，减速器尺寸较小，易于制造和维护；但该布置形式占用空间较大。此种方案在超大型浮式起重机中使用较多。

（3）行星齿轮减速器藏于卷筒内部，如图3-51所示。此种布置形式使得机构紧凑，占用空间更小，多用于载荷较小的绞车上。

（4）采用摩擦式卷筒的形式。当浮式起重机需要深水作业或在其他特殊的工况下工作，需要非常大的容绳量时，可采用摩擦式卷筒驱动并利用多层缠绕卷筒储绳，来满足此要求。图3 52所示为摩擦式卷筒总示意图，图3-53所示为该种形式的动力卷筒部分（即图3-52中摩擦卷筒4）。

2. 变幅绞车

1）组成和典型零部件的选型

变幅绞车的组成零部件除了卷筒锁定装置之外，与起升机构的基本相同。卷筒锁定一般采用棘轮棘爪装置。

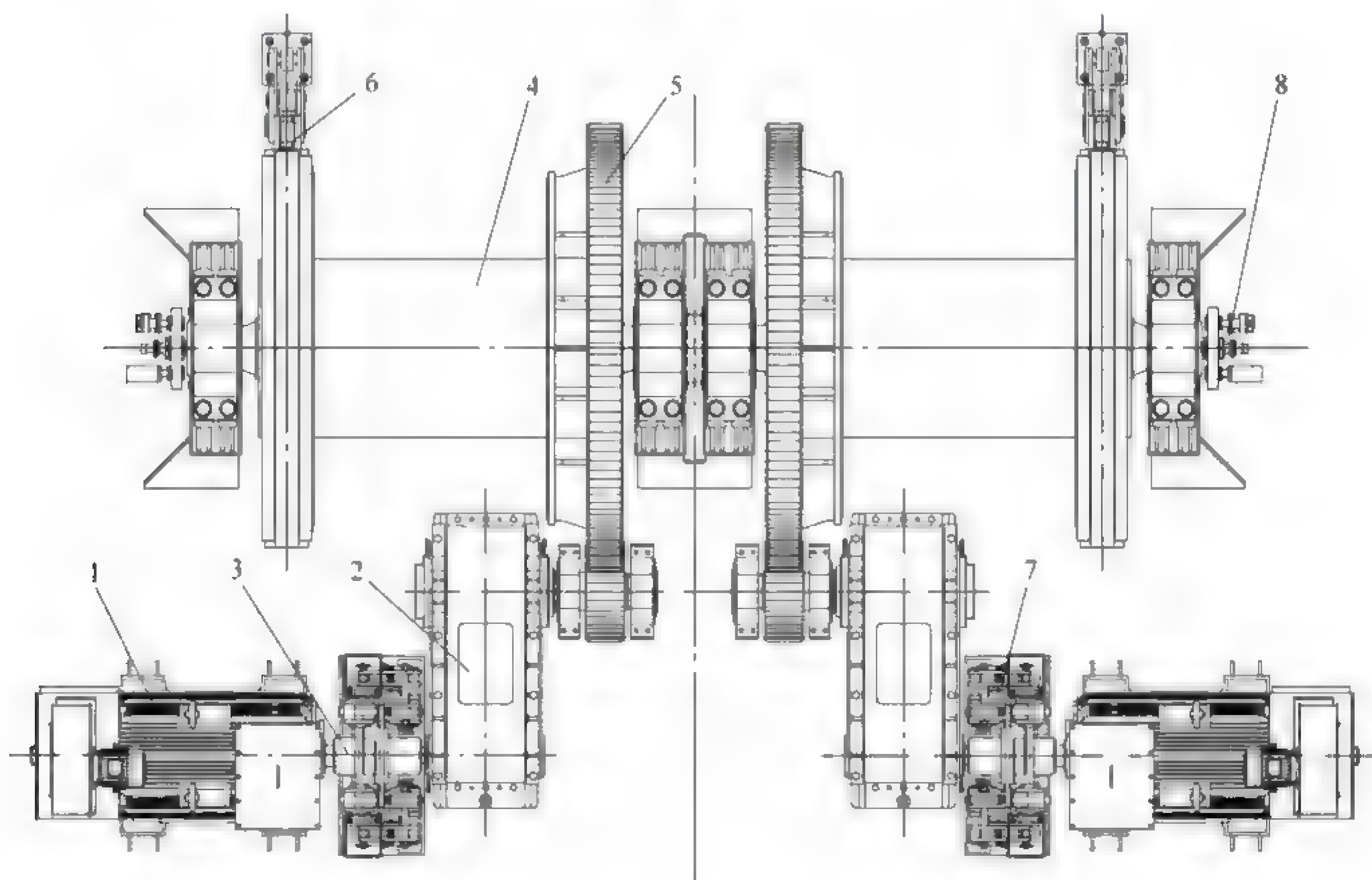


图3-50 起升绞车布置Ⅱ

1—电动机；2—减速器；3—联轴器；4—卷筒；5—开式齿轮；6—卷筒制动器；7—高速制动器；8—限位装置

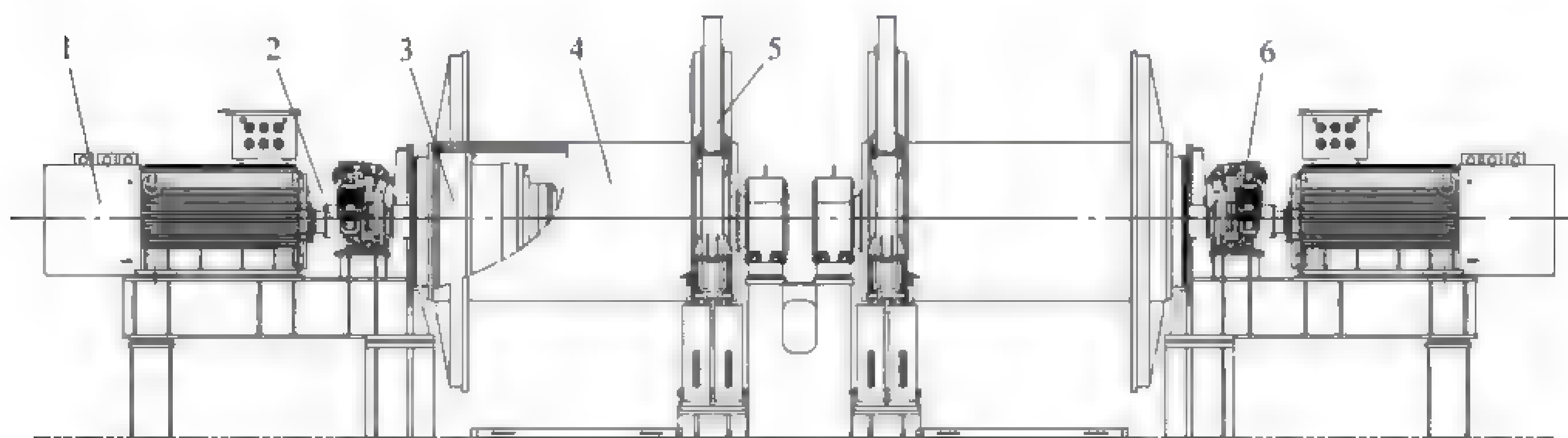


图3-51 起升绞车布置Ⅲ

1—电动机；2—联轴器；3—行星齿轮减速箱；4—卷筒；5—卷筒制动器；6—高速制动器

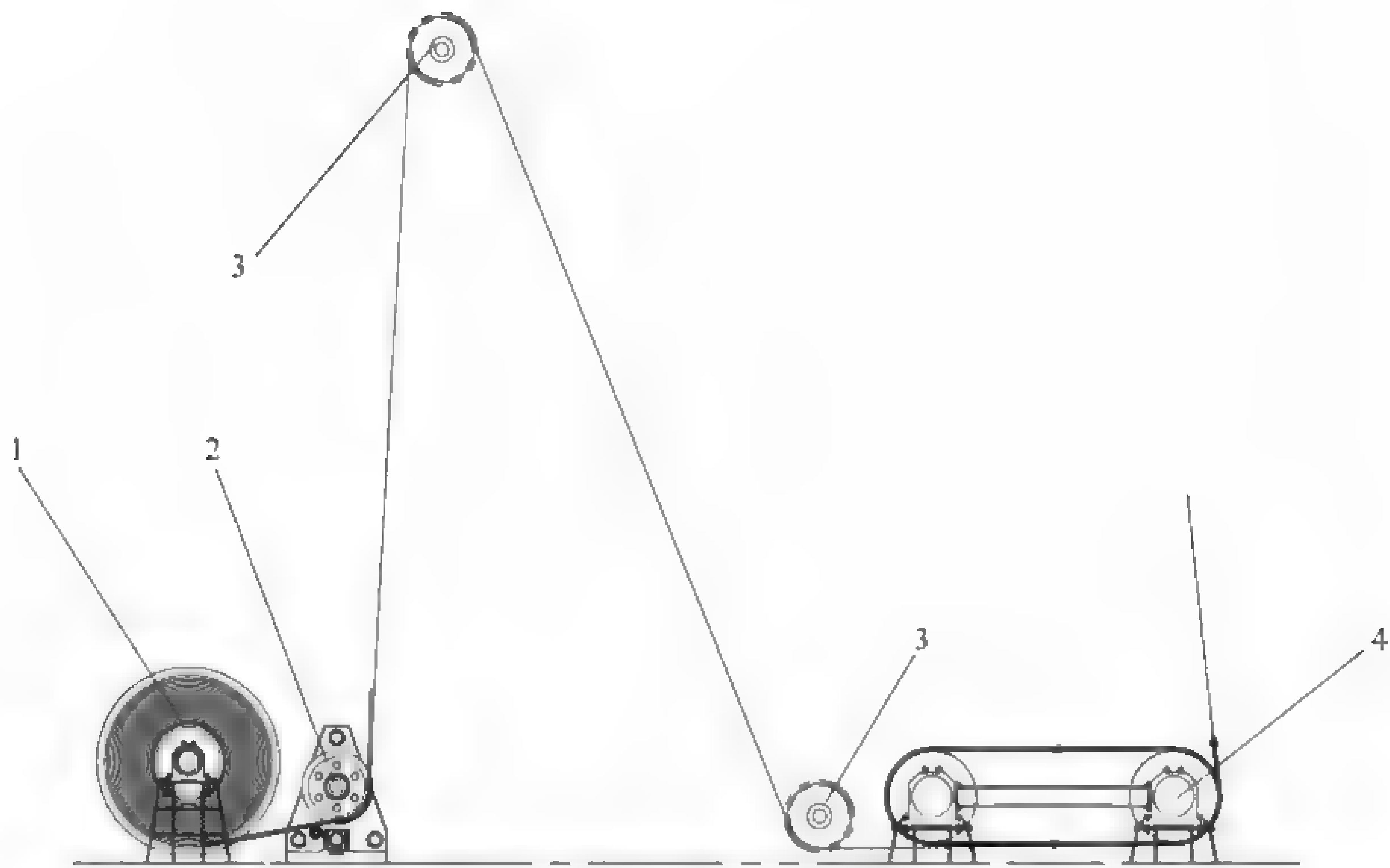


图 3-52　摩擦式卷筒总示意图

1—储缆绞车；2—排绳器；3—导向滑轮；4—摩擦卷筒

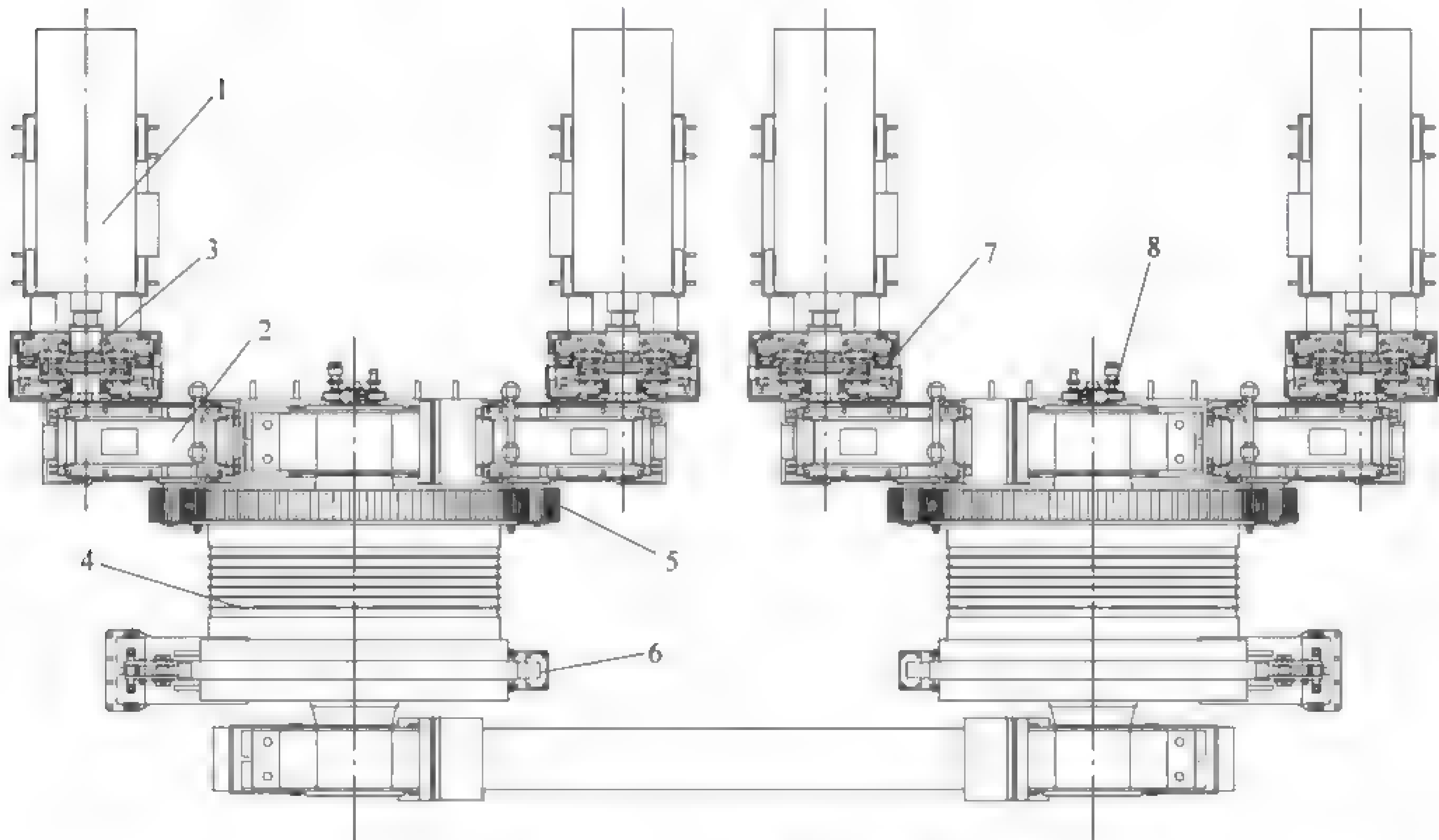


图 3-53　摩擦式卷筒动力卷筒部分示意图

1—电动机；2—减速器；3—联轴器；4—卷筒；5—开式齿轮；6—卷筒制动器；7—高速制动器；8—限位装置

2）变幅机构的驱动装置布置形式

变幅机构驱动装置的布置形式基本上大同小异，主要有以下几种：

（1）一台减速器驱动两个卷筒，如图 3-54 所示。

（2）两台减速器分别驱动两个卷筒，如图 3-55 所示。在图中，低速级制动器可采用带式制动器。编码器在高速端，可以直接安装在电动机轴上。超速开关设在低速轴上，不能设在高速轴上。因为如果传动件出现了故障，引起失速，高速轴上的超速开关不能将超速信号发出，达不到超速保护作用。

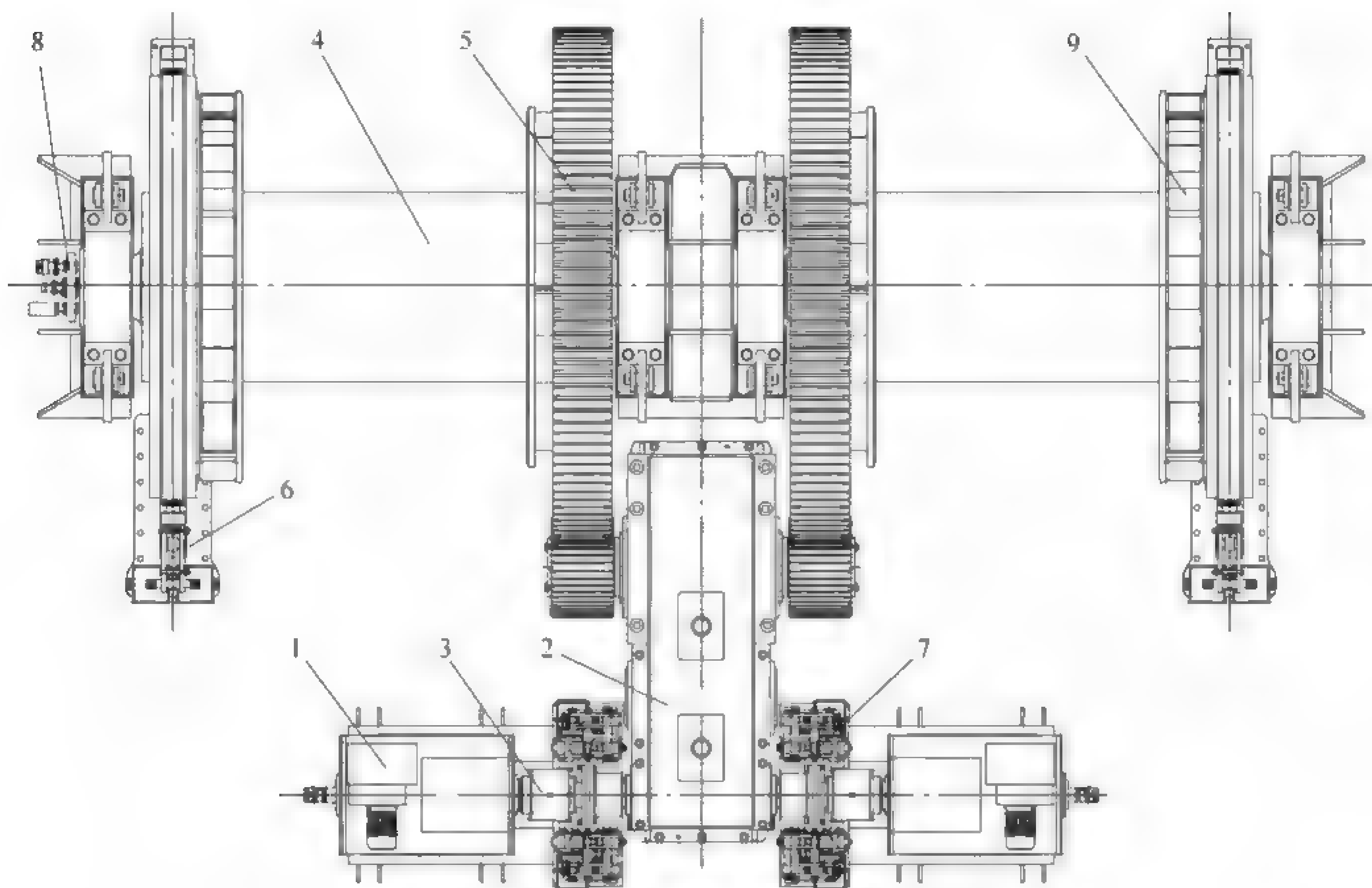


图 3-54 变幅绞车布置Ⅰ

1 电动机；2 减速器；3 联轴器；4 卷筒；5 开式齿轮；6 卷筒制动器；7 高速制动器；8 限位装置；9 棘轮棘爪

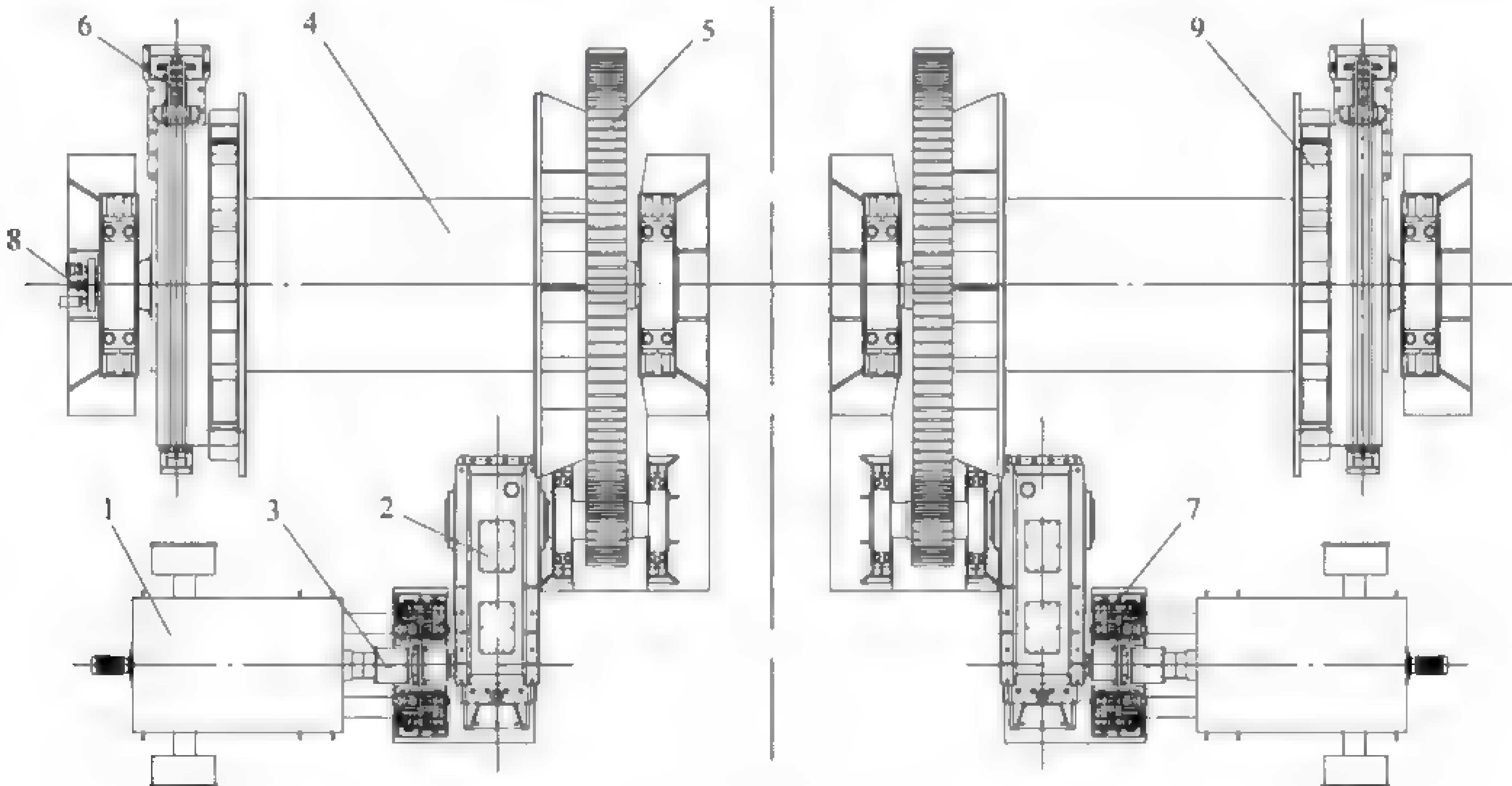


图 3-55 变幅绞车布置Ⅱ

1—电动机；2 减速器；3 联轴器；4—卷筒；5—开式齿轮；6—卷筒制动器；7—高速制动器；8 限位装置；9—棘轮棘爪

(3) 行星齿轮减速器藏于卷筒内部。有的浮式起重机为了减小机器房的空间，变幅驱动机构采用行星齿轮减速器取代传统的平行轴式减速器，如图 3-56 所示。这种布置形式结构紧凑，占空间小，使得对部件的维修检测有足够的空间。但受限于载荷，目前多用于起重量较小的浮式起重机。

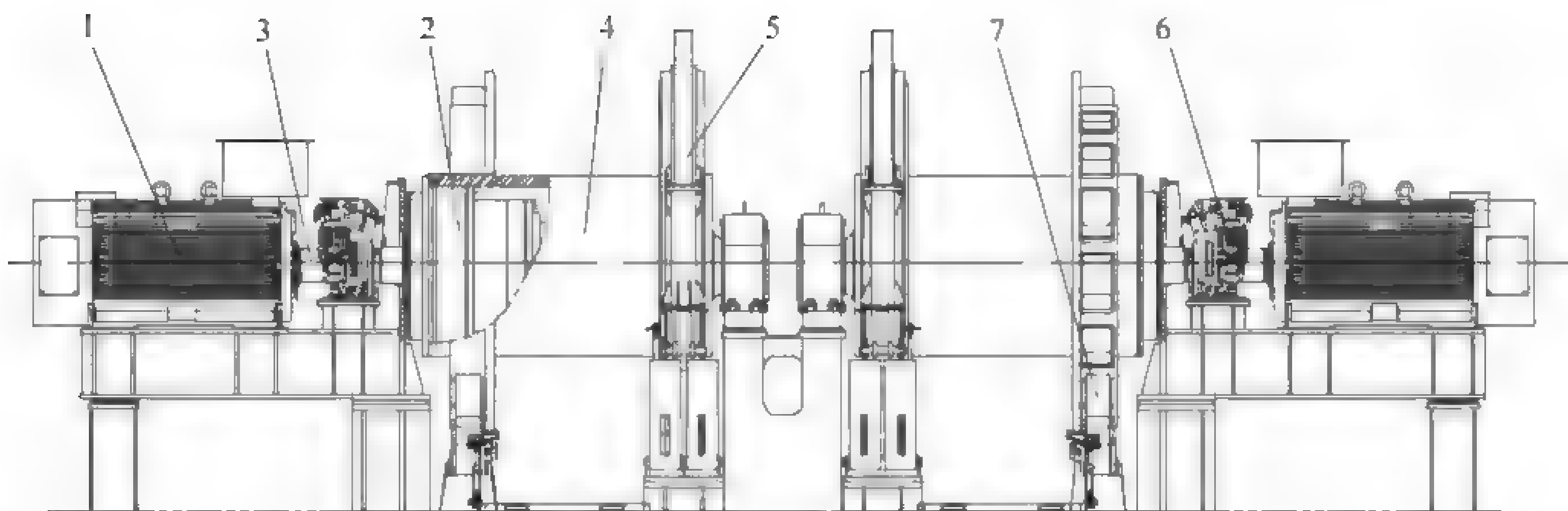


图 3-56　变幅绞车布置Ⅲ

1—电动机；2—行星齿轮减速器；3—联轴器；4—卷筒；5—卷筒制动器；6—高速制动器；7—棘轮棘爪

3. 回转机构

1）概述

在浮式起重机中，回转机构是用来实现起重机上部回转部分相对于下部固定部分作回转运动的机构。

浮式起重机的回转机构一般由多套回转驱动装置组成，其作用是驱动上部结构绕起重机的中心垂直轴线在水平面内沿圆弧运移物品。当回转与变幅动作联动时，浮式起重机的服务范围在水平面内的投影，将是一个以最小、最大幅度为内、外半径的圆环面。

重型全回转浮式起重机的回转速度，满载时一般为 0.1～0.3r/min，空载时速度会有所增加。对于超大型的全回转式浮式起重机，有时候回转速度由船体压载平衡能力确定。

大型浮式起重机的回转机构一般采用销齿与针销的传动方式。通常回转驱动装置安装在回转底盘上，驱动装置末端的摆线销齿轮与固定在圆筒体结构上的针销相啮合。摆线销齿轮的齿数通常为7～12 齿，一般为内啮合。

小型的浮式起重机常采用齿圈式回转传动机构，回转驱动装置也是安装在回转底盘上，驱动装置末端的普通小齿轮与圆筒体结构上大齿圈相啮合。大齿圈和滚动轴承做成一体，小齿轮的齿数一般为 9～15 齿，啮合方式视结构的需要，可做成内啮合或者外啮合。

2）回转驱动装置的组成

回转驱动装置一般由电动机或液压马达、制动器、减速器、联轴器、齿轮（销齿轮、普通直齿轮）等组成。其中，大型浮吊中多通过销针和销齿轮啮合进行驱动（见图 3-57）；小型浮吊多通过回转轴承及齿轮啮合进行驱动（见图 3-58）。

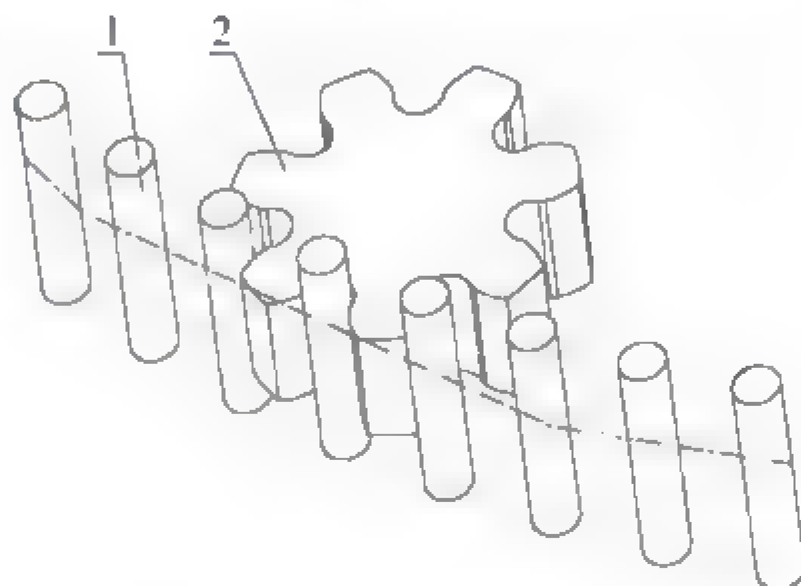


图 3-57　销针和销齿轮啮合传动

1—销针；2—销齿轮

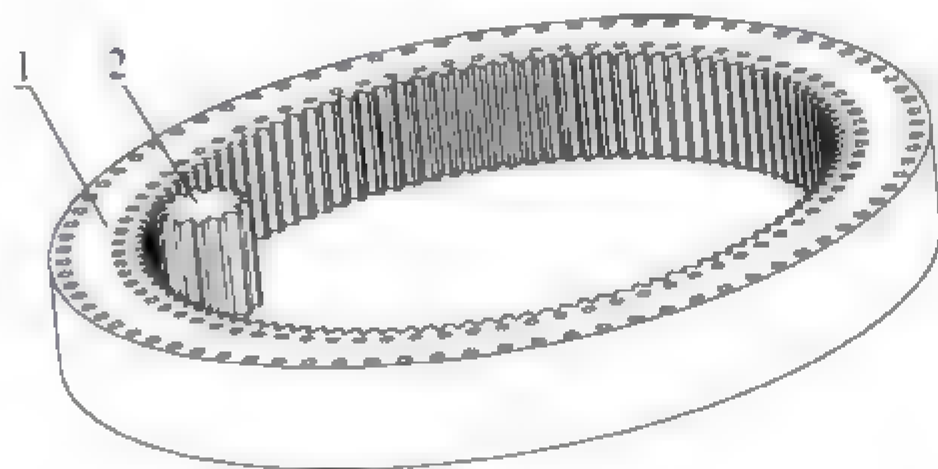


图 3-58　回转轴承和小齿轮内啮合传动

1—回转轴承；2—小齿轮

3）销齿轮的特点及应用

与普通齿轮传动比较，销齿轮传动具有维修方便、重量轻、成本低、对中心距误差的敏感性小等优点，适用于低速重载、润滑条件差等工作环境。

销齿轮传动分为外啮合、内啮合和齿条啮合三种形式。在大型全回转浮式起重机中，一

般采用内啮合传动形式。

销齿轮一般为摆线齿轮，为主动齿；针销为圆柱形，为从动齿。针销的结构简单，加工容易，拆修方便，具有很好的经济性。特别是当单个针销破坏时，只需个别更换，不致使整个销轮报废。

4）回转轴承的传动特点及应用

回转轴承一般应用于小型起重机上（见图 3-58）。大轴承的固定座圈与起重机的固定部分连接，起重机上部转动部分与下部固定座之间通过轴承传递载荷，并由回转驱动装置的小齿轮驱动滚动轴承的内齿圈，实现起重机回转部分相对固定部分的回转。

回转轴承可以同时承受垂直力、水平力和倾覆力矩，已被制成标准件。作为成熟产品，具有质量稳定、选型方便、尺寸小、安装维护方便的优点，因此在小型全回转式起重机上被广泛采用。当然，回转轴承的最大承载能力远小于采用销齿轮针销满滚子的回转承载方式。

5）典型方案

回转机构可采用立式电动机和立式行星减速器传动，也可以采用液压马达和立式行星减速箱传动。浮式起重机一般采用多套回转驱动装置。

（1）电动机和行星减速箱传动方案

当回转机构采用立式电动机和立式行星减速器传动时（见图 3-59），电动机 1 的输出轴与行星减速器 4 输入轴通过联轴器 2 相连，并通过电动机罩壳连接两者使其相对固定，高速制动器 3 安装在电动机罩壳上，制动时刹住联轴器 2 上的制动盘实现制动效果。减速箱安装在底盘结构上，输出轴连接销齿轮 5，由销齿轮啮合针销实现驱动。

（2）液压马达和行星减速箱传动方案

当回转机构采用液压马达和立式行星减速器传动（见图 3-60）时，液压马达 1 的输出轴与减速器 2 的输入端直接相连。行星减速器 2 安装在底盘结构上，输入轴连接销齿轮 3，由此齿轮与回转轴承的大齿圈啮合实现驱动。此种传动形式省去了高速制动器和联轴器的安装，结构简单紧凑，适合小型浮式起重机上使用。

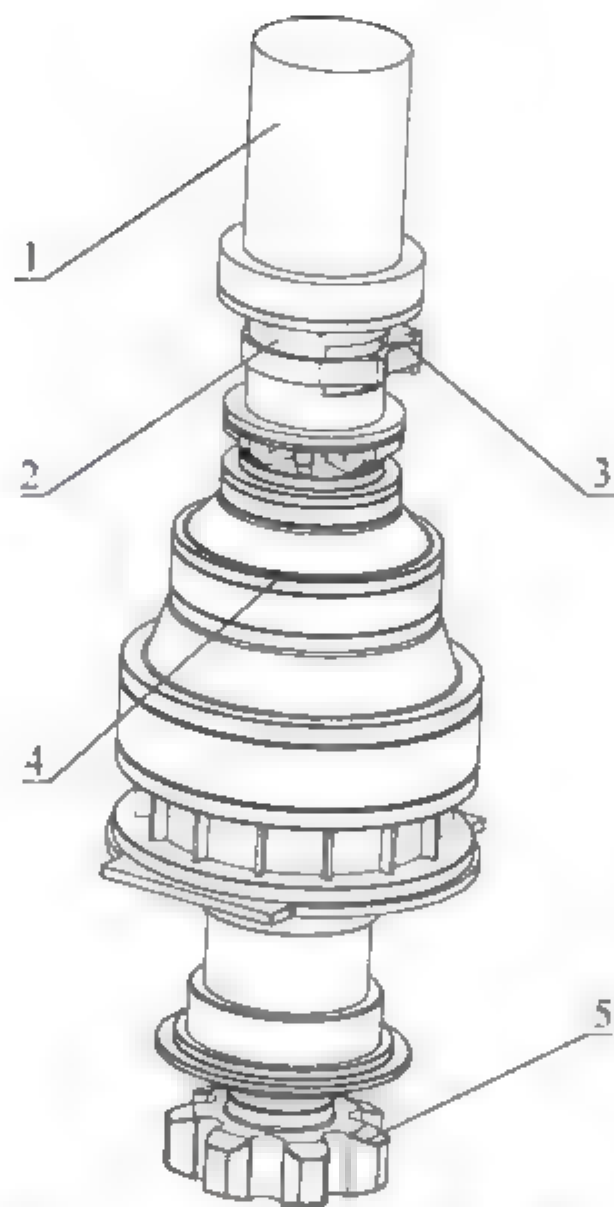


图 3-59　回转机构传动方案 Ⅰ
1—电动机；2—联轴器；3—制动器；4—行星减速箱；5—销齿轮

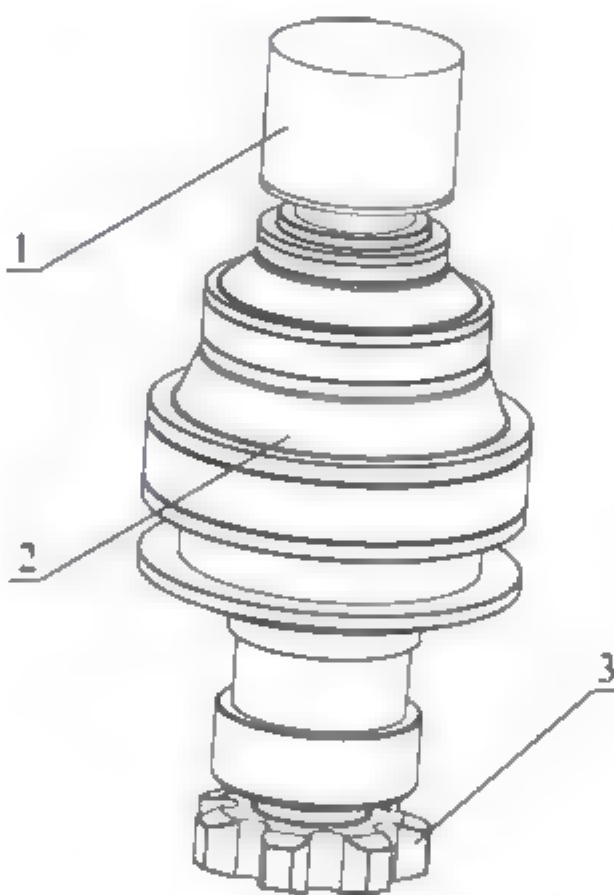


图 3-60　回转机构传动方案 Ⅱ
1—液压马达；2—行星减速箱；3—销齿轮

4. 机构的通用零部件

机构的通用零部件包括电动机（或液压马达）、制动器、减速器、联轴器、卷筒、钢丝绳、安全限位开关及符合限制器等部件。

1）电动机及选型

（1）电动机的特点及使用和维护要求

浮式起重机的起升绞车的驱动电动机有交流或直流形式。过去多采用直流电动机，随

着交流变频调速技术的进步,交流电动机目前已经广泛被采用。考虑到浮式起重机起升工况的特点,电动机的启动过载能力一般要求达到150%额定扭矩以上,并配有风机以保证起升电动机满足连续工作的要求。由于浮式起重机处于潮湿的海洋工作环境,因此电动机内部需配置防潮加热器,并配有过热报警和断电保护装置。

此外,电动机的选取和使用还应该注意:

① 良好的散热性能。绞车连续工作,应当考虑强制通风。

② 如采用直流电动机,电动机罩壳对应碳刷和整流子的位置,应设置透明窗口以方便检查。

③ 在高温环境下作业,应选用F级绝缘。

④ 电动机在室内工作时,其保护等级不低于IP23,在室外则应达到IP55、IP56。

(2) 电动机的选型计算

起升绞车的电动机选型时,应至少作下述核算。

① 机构在正常工作时所需的静功率为

$$N_1 = \frac{P_1 v_q}{1000\eta} \tag{3-8}$$

则静力矩为

$$M_1 = 9550\frac{N_1}{n} \tag{3-9}$$

式中:P_1——额定外载载荷,N;

v_q——额定起升速度,m/s;

η——机构的传动总效率;

n——电动机转速,r/min。

② 启动加速时,旋转体质量(电动机、联轴器、减速器、各齿轮轴、卷筒以及滑轮等)在规定的时间内加速回转的惯性阻力矩为

$$M_2 = \frac{J_r \omega}{t_n} \tag{3-10}$$

相应的功率为

$$N_2 = \frac{M_2 n}{9550} \tag{3-11}$$

式中:J_r——各旋转体转化到电动机轴上的总转动惯量,kg·m²;

ω——电动机轴的角速度,rad/s,可按下式计算

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \tag{3-12}$$

n——电动机转速,r/min;

t_n——启动时间,s。

③ 启动加速时,线性运动件(起升载荷LL和起升吊载系统LS)在规定的时间内加速的惯性阻力矩为

$$P_3 = \frac{P_1 v_q}{g t_n} \tag{3-13}$$

相应的功率为

$$N_3 = \frac{P_3 \times v_q}{1000 \times \eta} \tag{3-14}$$

惯性阻力矩为

$$M_3 = 9550\frac{N_3}{n} \tag{3-15}$$

④ 启动时电动机过载校验步骤如下:

启动时需要的总力矩为

$$\sum M = M_1 + M_2 + M_3 \tag{3-16}$$

电动机额定力矩为

$$M_n = 9550\frac{N_e}{n} \tag{3-17}$$

式中:N_e——电动机的额定功率,kW。

如果$\frac{\sum M}{M_n} < f$,其中,f为电动机的过载系数,则可认为电动机满足过载要求。如果计算时各载荷考虑不周全,则应适当考虑余量。

2) 制动器

制动器是保证浮式起重机各机构安全正常工作的重要部件,每一套工作机构的传动装置中均设置制动器。对于重要机构(如起升绞车、变幅绞车),除了在高速轴上装设制动器外,还应设置卷筒制动器。

浮式起重机的大型绞车上的高速制动器一般采用盘式制动器(见图3-61),卷筒应急制动器采用带式制动器(见图3-62)和盘式制动器。

(1) 盘式制动器

盘式制动器的工作面为圆盘两侧平面,制动块垂直于制动盘施加压力,制动性能可靠、稳定。

盘式制动器有以下优点:

① 制动力矩大,在相同制动力矩情况下飞轮矩小,频繁制动时冲击小;

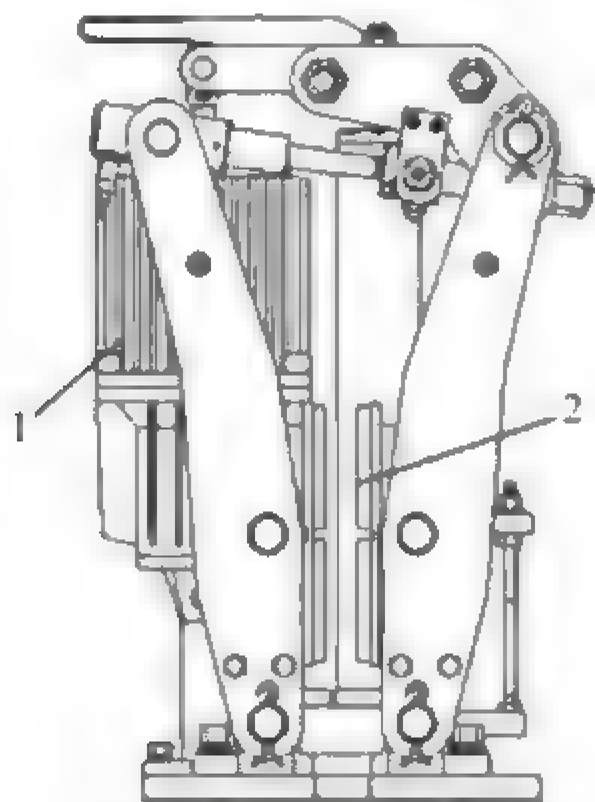


图 3-61 盘式制动器
1—推动器；2—制动块

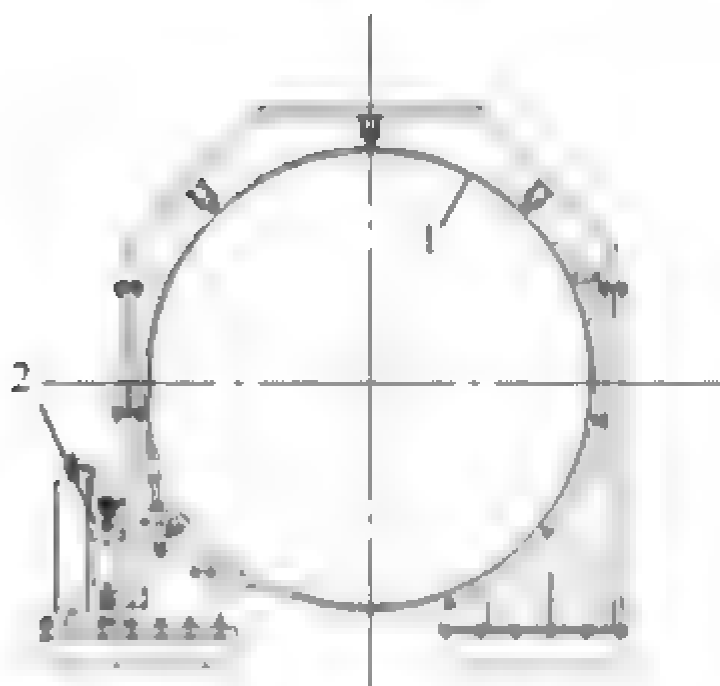


图 3-62 带式制动器
1—制动钢带；2—操纵系统

② 散热性好，在紧急制动时制动盘的高温得到良好的散热；

③ 可实现自动补偿，自动调整补偿制动块与制动盘之间的间隙；

④ 轴向尺寸小，结构紧凑，方便布置和方便装拆；

⑤ 夹钳可对称布置，可用增加夹钳数目来增大制动力矩。

绞车上的盘式制动器一般在电动机转速降至额定转速5%时进行制动。而卷筒制动器则是在机构完全停止工作后进行制动，但在发生意外情况时自动进入制动。选择制动器时，所需的夹紧力由各机构的额定力矩决定，其安全系数按相应规范和买方文件要求选用。选用盘式制动器时，要注意验算盘的最大线速度，线速度不要超过相应制动器、联轴器的规定。

为保证浮式起重机高效、安全、可靠地工作，制动器选择应遵循下列原则：

① 起升驱动机构应采用常闭式制动器，高速轴制动器响应迅速，滞后时间不能大于0.2～0.3s。制动器的安全系数应不小于1.75；若安装两个以上制动器，则每个制动器的安全系数应大于1.25。

② 应考虑高速轴制动器的惯性矩尽可能小，以利起升驱动机构迅速启动，并且减小惯性力矩，利于制动。

③ 高速轴上的制动盘应安装在减速器输入轴上，而不是电机轴上，以使制动时的力直接作用在减速器上，保证制动过程更直接，安全可靠。

④ 制动器应有磨损自动补偿装置和手动释放装置。

⑤ 制动器在振动、噪声、防松、防锈、防潮、防盐雾等方面均应满足规范的要求。

(2) 带式制动器

带式制动器由制动轮(卷筒)、制动钢带(一般在钢带内表面有制动衬片)、操纵系统组成。

带式制动器的优点是构造简单、尺寸紧凑、包角大、制动力矩大；缺点是对制动轮轴有较大的径向力，制动钢带上的比压力不均匀，衬片磨损不均匀、散热性能不好。

带式制动器一般作为驻车制动器使用，即在停车后或维修状态才启动使用。在机构正常工作情况下带式制动器处于打开状态，当机构不工作达到某一设定时间(一般设定为15min)，带式制动器自动制动。

目前浮式起重机绞车的高速轴广泛采用电动推杆盘式制动器；低速轴多采用带式制动器，低速轴也可以采用液力泵站控制的盘式制动器。

3) 减速器及其选型要求

起重机各机构中的减速器，箱体为钢板焊接结构，一般不采用铸造结构；齿轮为渗碳淬火硬齿面并磨齿。

减速器箱体应有足够的刚度，保证受载后产生的变形不影响齿轮啮合。

减速器应具备良好的润滑和散热条件，保证在持续工作下的温升不超过规定的温度，一

般不超过70℃。

减速器构造应便于检查和维修保养。减速器底部应设置放油阀,用以排放减速器油中的水和油,其位置也应当保证更换油时可以将旧油排尽。减速器上方应当设置探视孔,以检查各齿面的状况。减速器顶部还应该有透气帽,使箱体内外的气压相等,防止工作时温度上升使内部气压升高导致漏油和渗油。

齿轮需进行强度和疲劳的校核;在无特殊要求的情况下,可按照国际上通用的AGMA标准进行计算。

4) 联轴器

联轴器主要用于两轴之间的扭矩传递,可补偿少量的角度与径向偏移,同时还能改善传动装置的动态特性。

浮式起重机上绞车常用的联轴器有鼓形齿式联轴器(见图3-63)、梅花弹性联轴器(见图3-64)、万向联轴器等。一般用于连接电动机与减速器轴的为高速型。高速轴上使用的联轴器必须采用锻钢制造,能润滑,并经过与其最高转速相匹配的动平衡。在人员通过的地方,联轴器需装有可拆式防护罩。用于起升、变幅驱动的联轴器应在不拆下各自的电动机和减速器的情况下就可以分离。要防止润滑油因联轴器的旋转而飞溅到高速轴的制动盘上,加油必须适量。近年来,已大量采用不需要润滑的梅花弹性联轴器。

联轴器选型的基本要求为:

(1) 具有高可靠性;

(2) 同心度易于调整;

(3) 维护少,寿命长;

(4) 必须防止油脂外泄,以免油脂污染制动盘及周围环境(制动盘有油脂会减小制动力矩,引起事故);

(5) 额定转速不得低于电机最大转速,并满足动平衡要求。

5) 钢丝绳及其选型

在浮式起重机中,通常选用线接触或者面接触的带独立钢芯的钢丝绳。钢丝绳的钢丝的公称抗拉强度一般不超过1960MPa。根据起重机缠绕形式的不同,可选择结构形式为旋转式或非旋转式的钢丝绳。一般按照《起重机设计规范》规定的安全系数选取钢丝绳。

选用钢丝绳破断拉力 S_p 应满足下式:

$$S_p \geqslant nS_{max} \tag{3-18}$$

式中:n——钢丝绳最小安全系数,根据规范规定确定;

S_{max}——钢丝绳工作时最大的静拉力,kN;

S_p——钢丝绳破断拉力,很多的钢丝绳样本直接标出绳的破断拉力,可直接使用,也可按下式计算:

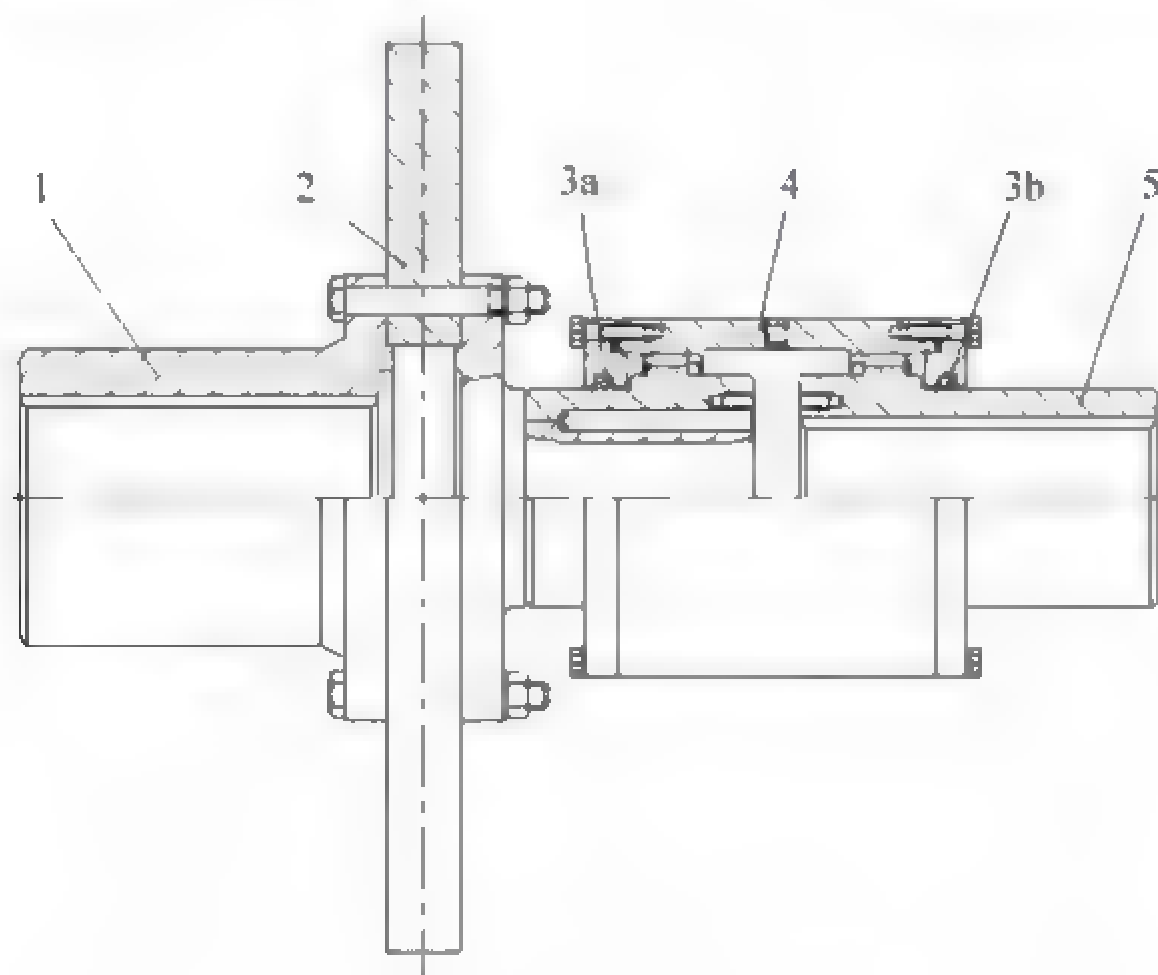


图3-63 鼓形齿式联轴器

1—减速箱端半联轴节;2—制动盘;3a,3b—密封圈;4—外壳;5—电动机端半联轴节

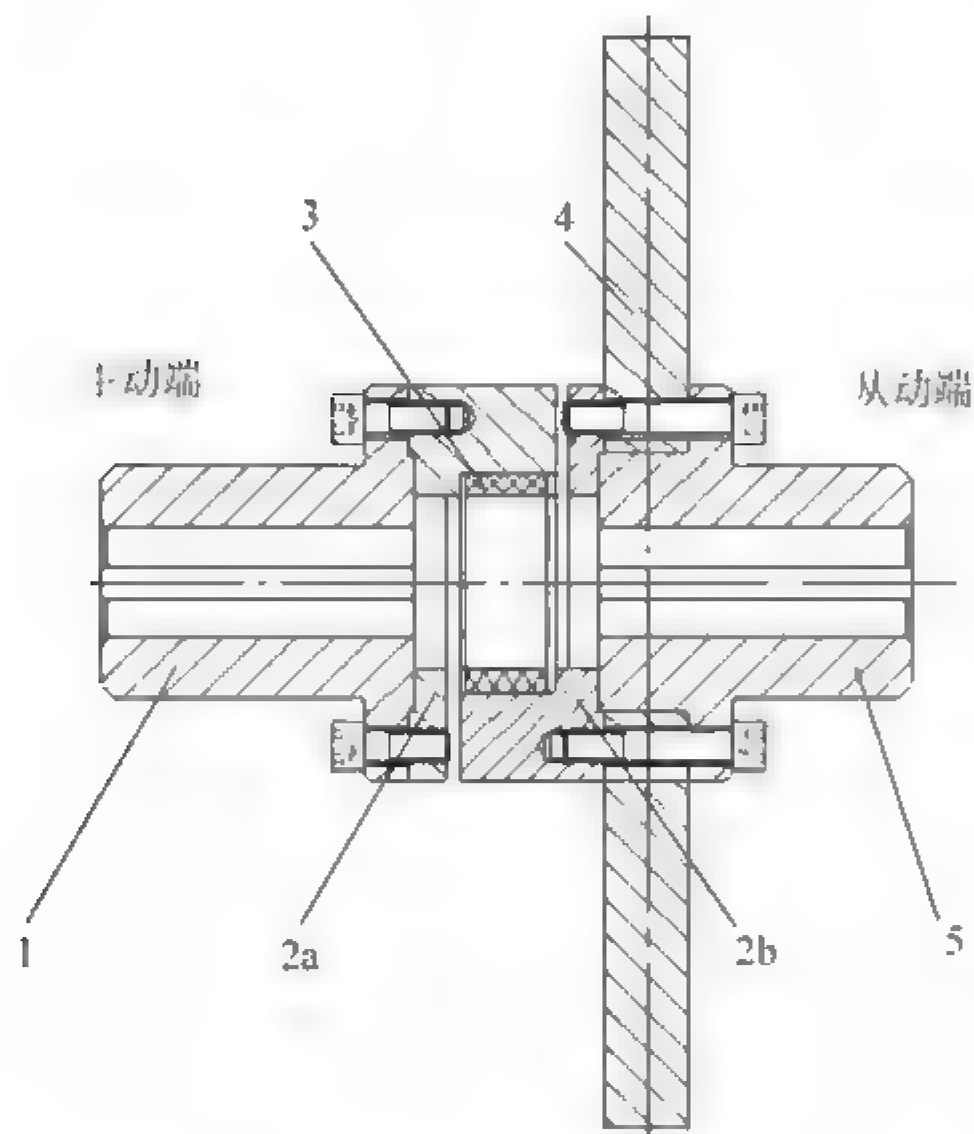


图 3-64 梅花弹性联轴器

1—电动机端半联轴器；2a、2b—爪盘；3—梅花弹性元件；4—制动盘；5—减速器端半联轴器

$$S_p = \varphi \times \sum S \tag{3-19}$$

式中：$\sum S$——钢丝破断拉力总和，kN；

φ——钢丝绳破断拉力换算系数。

6）卷筒

卷筒的作用是卷绕储存和卷放钢丝绳并施于钢丝绳一定的拉力和速度。卷筒分为有槽卷筒和光面卷筒。由于浮式起重机的滑轮组倍率较大，卷筒上需缠绕的钢丝绳较多，浮式起重机上的绞车一般采用多层卷绕的“利巴斯”(Lebus)卷筒。这种卷筒可以减小卷筒轴向尺寸，加大容绳量，且无须排绳器就能自行实现钢丝绳多层整齐排列。若与行星齿轮减速器配合使用，使减速器内藏于卷筒内，可使机构更为紧凑。

大型绞车上的卷筒一般采用在光面卷筒上安装“利巴斯”卷筒壳的组合形式。

卷筒设计时应满足如下要求：

(1) 卷筒的最小节圆直径应不小于20倍钢丝绳直径。

(2) 卷筒壳采用螺旋绳槽，绳槽由机加工成形，旋向分为左旋与右旋，根据机构布置需要选择。绳槽的边缘以小圆弧过渡，卷筒绳槽直径应标注合理公差。采用“利巴斯”卷筒时，绳槽加工需要由专用设备或数控机床完成。

(3) 通常情况下，卷筒应保留不少于5圈的安全圈，绳头在卷筒的两端用螺栓夹紧装置固定，且能承受绳上的安全工作载荷，即摩擦力和固定力之和大于等于钢丝绳强度。计算时所用的绳索和卷筒之间摩擦系数 $\mu=0.1$。

(4) 卷筒应在机加工后进行静平衡检测，检测时钢丝绳压板应就位。

7）安全限位开关和负荷限制器

起升绞车中设置有安装保护装置，以监测和控制绞车安全运转。卷筒轴上应当设置编码器和超速开关，持续不间断地将绞车的速度信息以及位置信息提供给起重机控制系统。在钢丝绳缠绕系统中，还应当设置负荷限制器。负荷限制器通常为销轴式传感器，放置在转向滑轮上。为防止钩头上升过程中失控撞击上部结构，还应该设置防冲顶限位装置，该限位开关一般设置在起重机臂架的端部。

5. 缠绕系统

1）概述

缠绕系统是通过有一定柔性的绳索和滑轮改变或保持工作部件位置的工作系统。若没有特殊要求，浮式起重机上采用的绳索一般为钢质钢丝绳。

2）缠绕系统倍率和效率

浮式起重机上的缠绕系统多采用滑轮组的方式，通过增加缠绕系统的倍率来减小钢丝绳的直径和绞车系统的功率。在工作载荷比较小的情况下，可采用单倍率的缠绕。缠绕系统倍率的一般计算公式为

$$m = n_{动}/k \tag{3-20}$$

式中：m——缠绕系统倍率；

$n_{动}$——动滑轮组钢丝绳分支数量；

k——卷筒上的钢丝绳固定端(又称作卷筒出绳端)的数量。

缠绕系统的效率损失是由钢丝绳的僵性阻力和滑轮轴承转动的摩擦阻力造成的。假设每个滑轮的阻力相同，可以得出缠绕系统总效率的一般计算公式为

$$\eta_b = \eta^{f}(1-\eta^{m})/[m(1-\eta)] \tag{3-21}$$

式中：η_b ——缠绕系统总效率；

η ——单个滑轮的效率，一般滚动轴承滑轮取 0.98，滑动轴承取 0.95；

n ——除定滑轮组和动滑轮组之外的改向滑轮数量。

通常，平衡滑轮因为工作中基本处于静止状态，计算效率时不考虑在内。

系统中工作的滑轮越多，缠绕系统的总效率就越低。在相同载荷情况下，选用大直径的钢丝绳可以降低缠绕系统倍率，减少滑轮的数量，对提高缠绕系统的总效率有一定帮助，但滑轮、卷筒机构等也需要相应增大，占用更多空间。因此，需要综合考虑缠绕系统总效率和成本之间的平衡。

3）钩头下降运动

钩头下降运动时，需要考虑钩头及动滑轮组的重力克服缠绕系统摩擦阻力和反方向的钢丝绳重力。因此在起升缠绕系统中，为了使空钩在最高位置时能够下降，同时钢丝绳在卷筒端能保持所需的最小拉力，需要核算钩头的重量。

4）浮式起重机常见的缠绕系统

固定臂架式浮吊上常见的缠绕系统包括起升缠绕系统、变幅缠绕系统、钩头和货物稳定缠绕系统和登船扶梯缠绕系统等。

(1) 起升缠绕系统。起升缠绕系统是使货物的空间高度在限定范围内变化的缠绕系统。起升卷筒收绳，钩头到结构的距离缩短，货物的高度就提升；反之，起升卷筒放绳，货物的高度因重力作用而降低。

(2) 变幅缠绕系统。变幅缠绕系统是使货物水平面投影位置改变的缠绕系统。在固定臂架式浮吊上，臂架可以绕固定在船上的铰点或者臂架支架上的铰点转动。通过收放人字架顶部和臂架头部之间的钢丝绳组，改变臂架的角度，使起升动滑轮组在水平面的投影点位置发生改变。

(3) 钩头和货物稳定缠绕系统，简称稳钩和稳货缠绕系统。用于稳定起升动滑轮组和货物在悬挂长度较大并受风荷载作用时的前后摆动。一般是在起升动滑轮组和货物上通过恒定张力绞车收紧钢丝绳来施加水平拉力。另外，稳钩系统有时还有拖曳起升动滑轮组到钩头锁紧点的作用。

5）浮式起重机常见缠绕形式

复杂缠绕形式由基本的缠绕形式组合而成。缠绕形式的分类方法有以下几种。

(1) 按倍率可以分成单倍率缠绕和多倍率缠绕。单倍率没有动滑轮，速度快，常用于载荷小、要求反应灵活的地方，如吊钩缠绕和稳钩稳货缠绕，如图 3-65 所示。多倍率常用于载荷大的地方，如主、副钩起升缠绕和变幅缠绕。

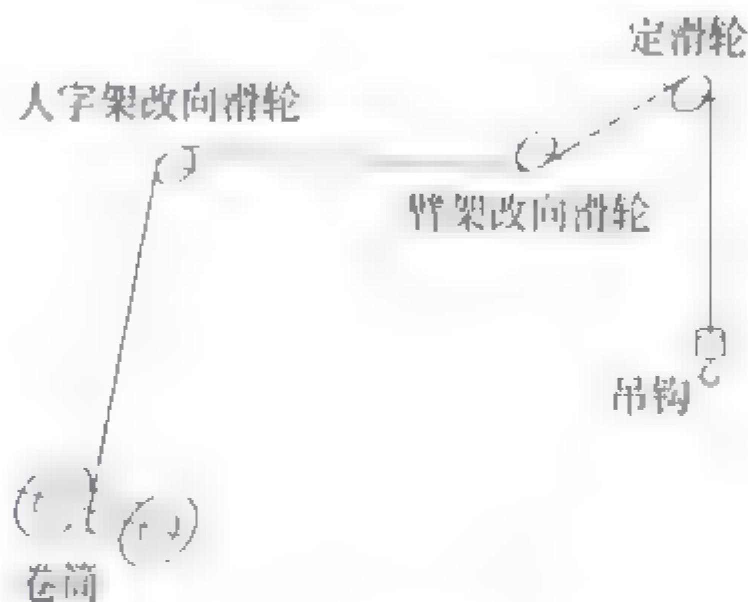


图 3-65　单倍率起升系统

(2) 按进绳到出绳的绕法可以分成顺序绕和交叉绕。顺序绕即钢丝绳缠绕顺序和定滑轮组排列顺序一致的缠绕方式，如图 3-66 所示。其优点是定滑轮组和动滑轮组之间的距离较小，起升高度大。但是因为滑轮效率，进绳端到出绳端分配的钢丝绳受力不均衡，在单钢丝绳末端死根的配置下，动滑轮组容易产生倾角。交叉绕是从进绳端开始每上下一次都隔一个滑轮，到最外侧一个滑轮反绕，同样间隔一个滑轮绕直到出绳或者死根的缠绕方式，如图 3-67 所示。其优点是相比顺序绕，滑轮组

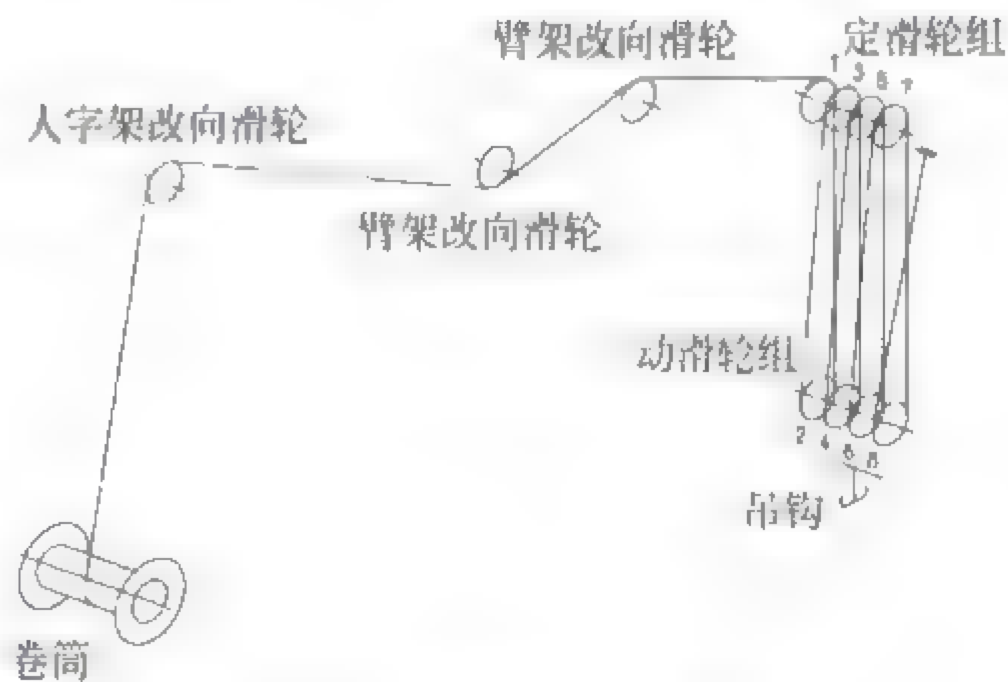


图 3-66　顺序绕起升缠绕

左右侧的受力较为均衡；但是定滑轮组和动滑轮组允许的最小距离比较大，降低了起升高度。一般在双卷筒或者单卷筒较小倍率的缠绕中均优先采用顺序绕，单卷筒大倍率钢丝绳一端是死根的缠绕采用交叉绕形式。

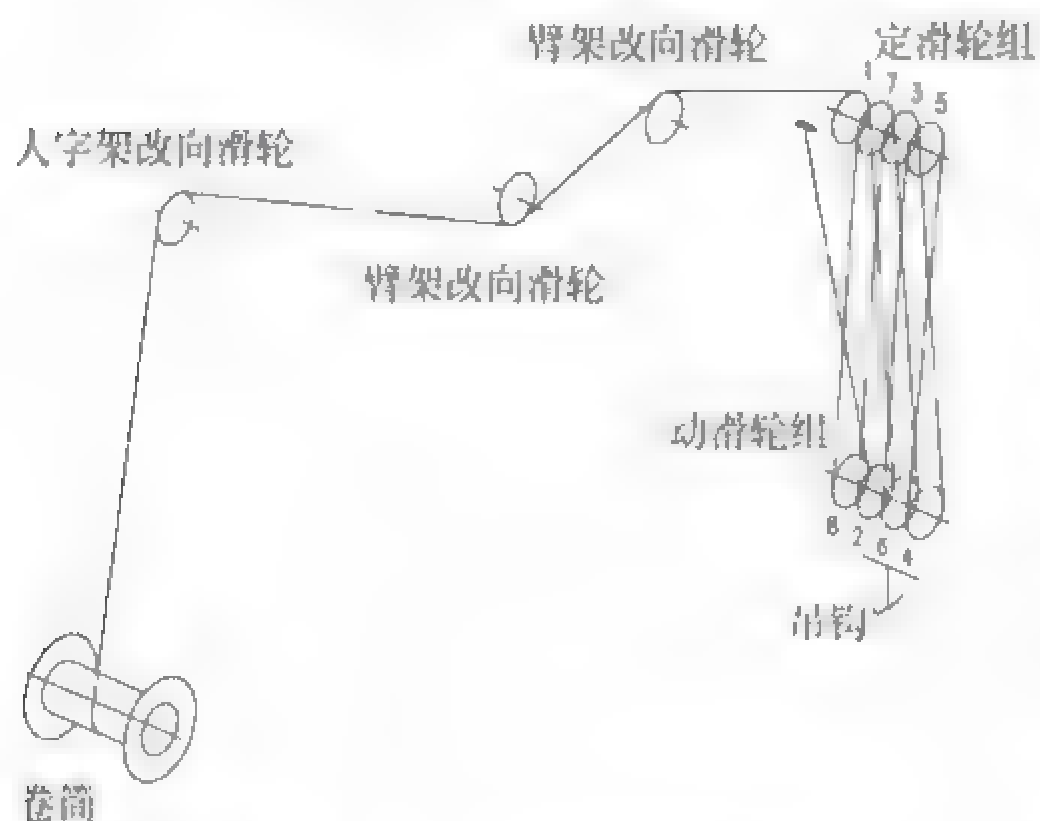


图 3-67 交叉绕起升缠绕

(3) 按卷筒数量可分成单卷筒缠绕和双卷筒缠绕。单卷筒缠绕的钢丝绳一头固定在卷筒上，另一头做成固定在结构上的死根。双卷筒缠绕的钢丝绳的两端都固定在卷筒上，卷筒同步时，滑轮组中间必然有一个甚至若干个理论上不转动的滑轮，称为平衡滑轮。平衡滑轮一般位于定滑轮组，有时会单独排列，便于放置测力传感器和钢丝绳对接装置，特殊情况下也可以位于动滑轮组。单个卷筒上同时固定两根钢丝绳的缠绕可以看作双卷筒。多卷筒的缠绕是单卷筒和双卷筒的组合形式。图 3-68 和图 3-69 所示分别为双卷筒和四卷筒起升缠绕系统的示意图。

(4) 按滑轮排列的形式可分成单排缠绕和双排缠绕。单排缠绕即在滑轮组中所有滑轮绕同一根轴或者同一根轴线旋转，或者轴线稍有错位但互相不影响、基本可以算是同一排的

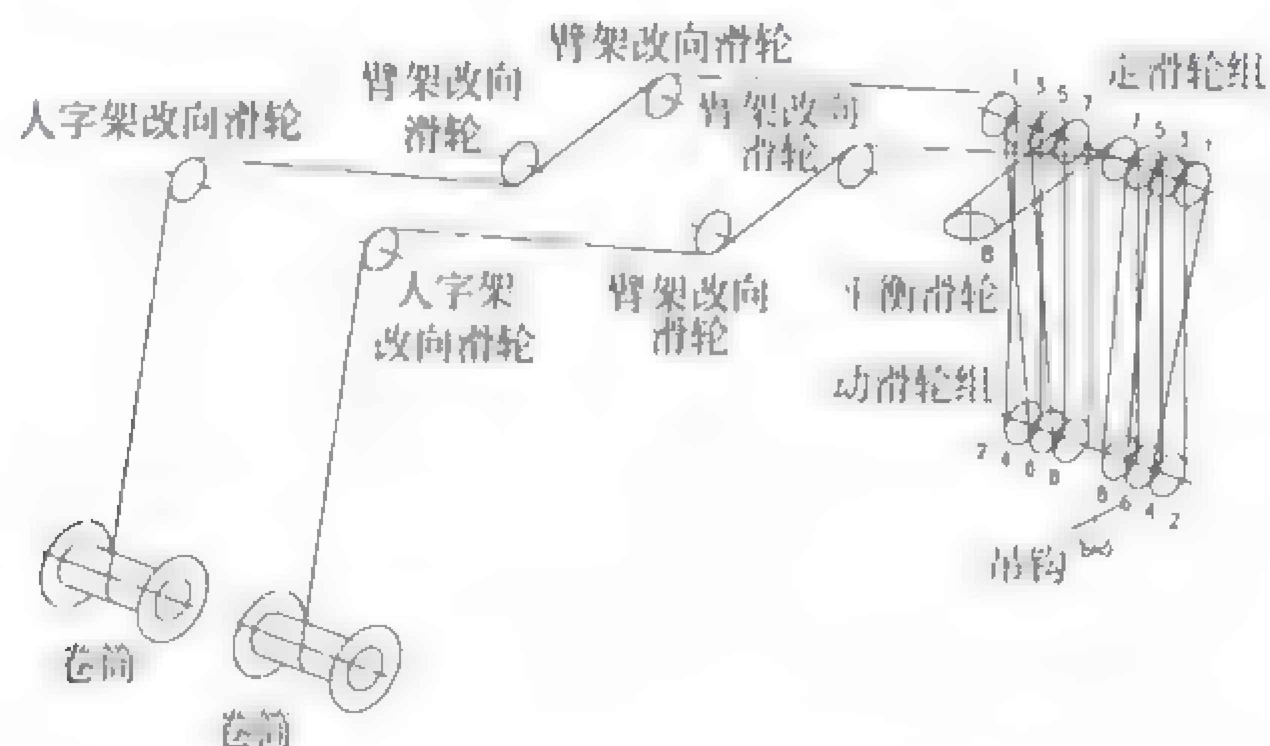


图 3-68 双卷筒起升缠绕系统

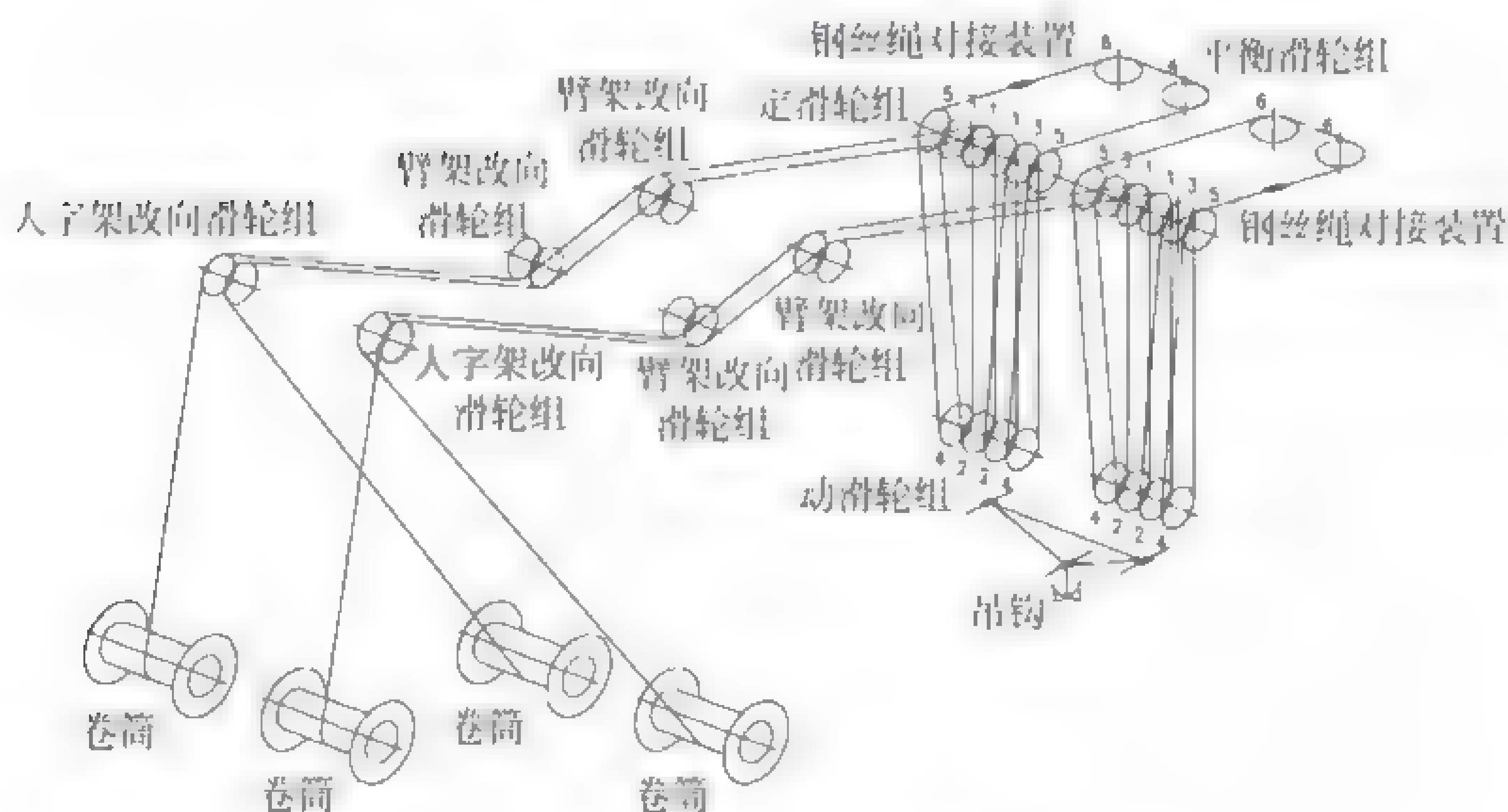


图 3-69 四卷筒起升缠绕系统

缠绕形式。双排缠绕是每个滑轮组有两根滑轮轴固定在一个支架上平行放置，不同轴上的滑轮底径有大小的缠绕形式。双排滑轮可以在有限的空间里增加缠绕倍率，常用于载荷非常大的场合，比如大吨位浮吊的变幅缠绕系统。图 3-70 所示为双排滑轮缠绕系统示意图。

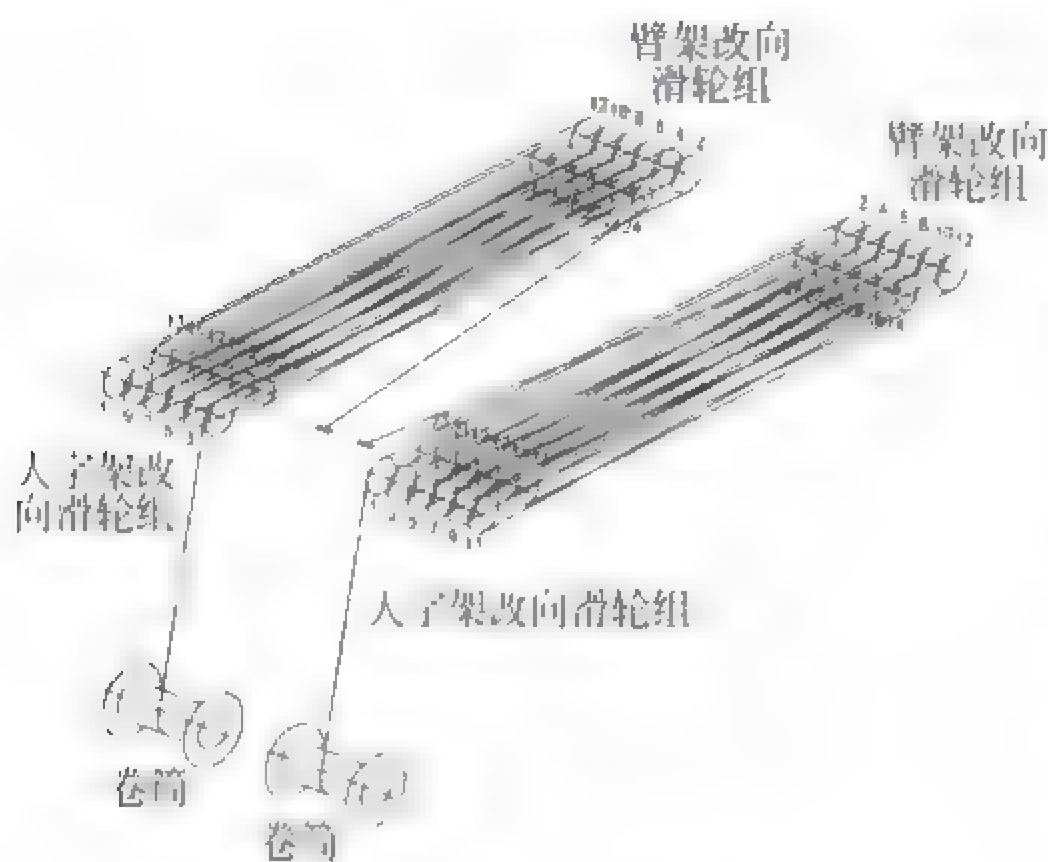


图 3-70　双排滑轮变幅缠绕系统示意图

6）缠绕系统的主要零部件

（1）钢丝绳

钢丝绳的作用是传递动力和保持部件位置。选用原则与一般工程机械选用钢丝绳类似，需要考虑直径、最小破断力、安全系数、钢丝绳结构、旋向等问题。与其他工程机械相比，浮式起重机的缠绕系统载荷大、倍率高、工作部件运动幅度广、工况恶劣，一旦钢丝绳损坏会造成严重的后果，因此对钢丝绳的质量和定期检查的要求非常严格。

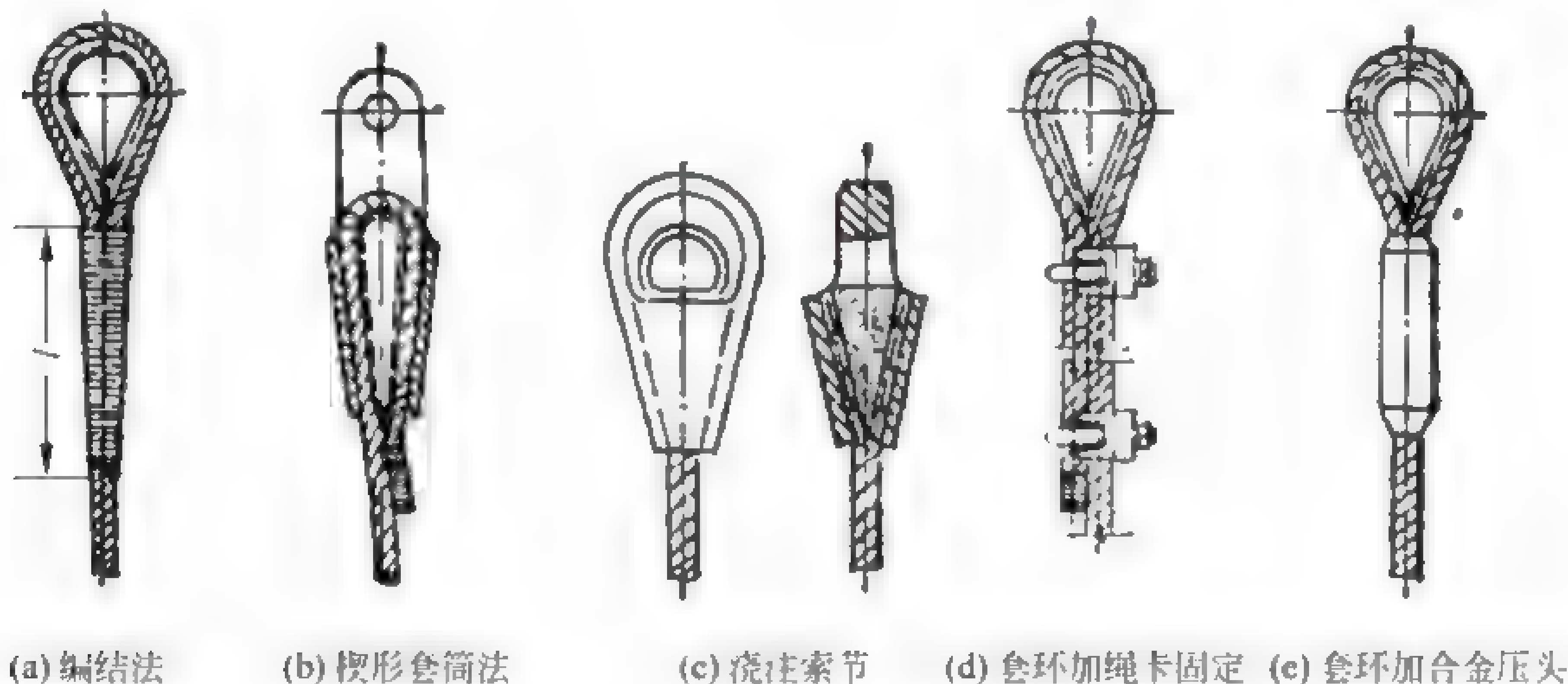
钢丝绳接头有以下几种形式：编结法（见图 3 71(a)）、楔形套筒法（见图 3 71(b)）、浇注索节（见图 3 71(c)）、套环加绳卡固定（见图 3 71(d)）、套环加合金压头（见图 3 71(e)）。

对于不旋转钢丝绳，在缠绕系统的固定端，有时候要求使用防转套，以释放工作过程中产生的扭转。是否需要防转套需遵循钢丝绳厂商的建议。

（2）滑轮

滑轮是起重机缠绕系统中起到改变钢丝绳方向作用的零件。

滑轮可分为使用滑动轴承的滑轮和使用滚动轴承的滑轮。前者一般用于滑轮在轴向必须有自由度的地方，如较矮人字架上的改向滑轮；后者具有更小的摩擦系数和较大的承载能力，在浮式起重机上应用最多。按制造方式分，有整体铸造滑轮和锻造焊接滑轮。图 3-72 所示为整体铸造滑轮；锻造焊接滑轮和整体铸造滑轮类似，只不过通过焊缝将轮缘、轮毂和腹板连接起来。另外，对于尺寸较大的滑轮，也有采用双腹板锻造焊接构造形式，如图 3-73 所示。滑轮的结构一般由绳槽、腹板、加强筋、轴承座和轴承组成。绳槽是滑轮与钢丝绳接触的部位，要求既耐磨又不能对钢丝绳造成损伤，还要保证不会发生脱绳事故。腹板起连接绳槽和轴承座、把钢丝绳施加给绳槽的压力传递到轴承座的作用。比较大的滑轮一般会在腹板上开孔和设置加强筋，前者减轻滑轮重量，后者增加腹板的稳定性。



(a) 编结法　(b) 楔形套筒法　(c) 浇注索节　(d) 套环加绳卡固定　(e) 套环加合金压头

图 3-71　钢丝绳接头形式

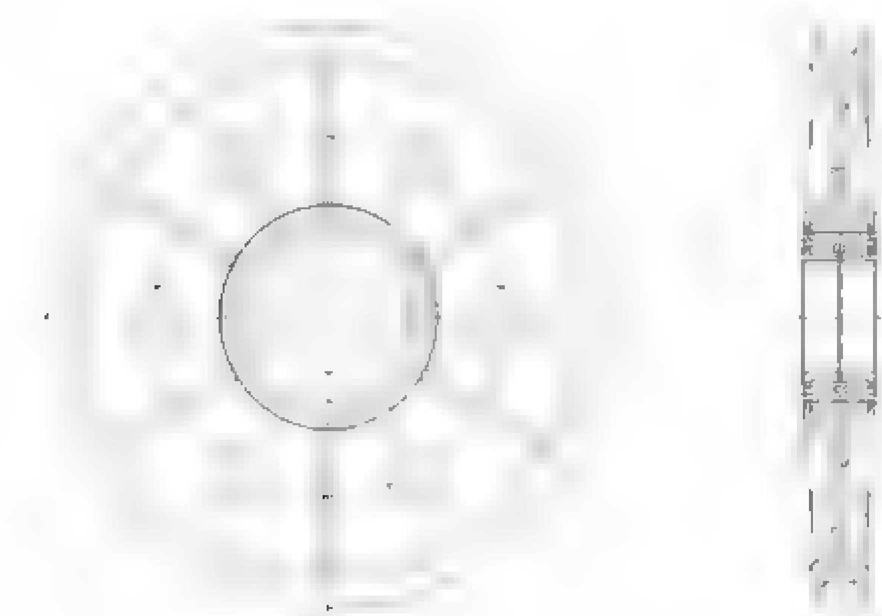


图 3 72　整体铸造滑轮

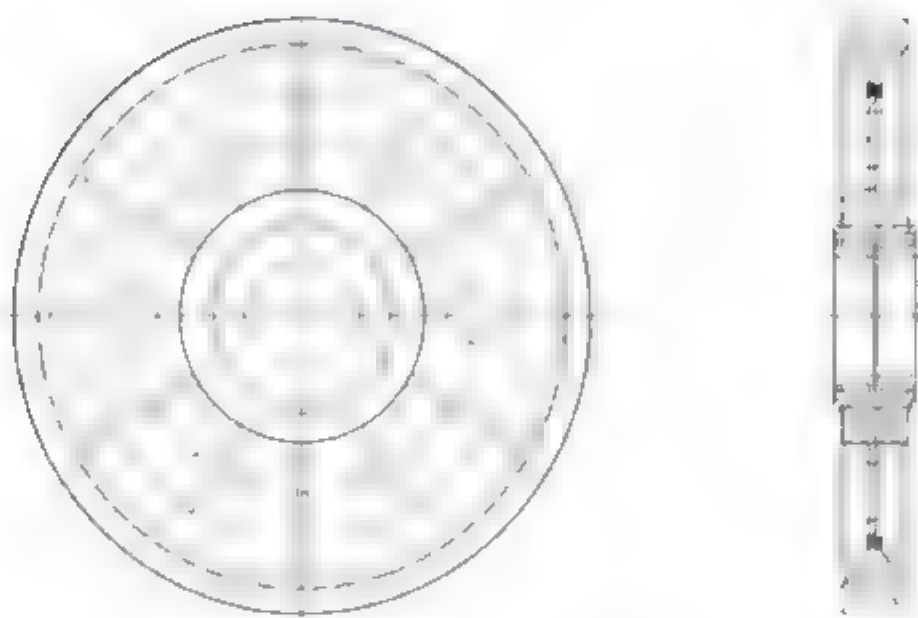


图 3-73　双腹板锻造焊接滑轮

滑轮的设计和使用需要符合船级社的规范，常见的要求有滑轮的最小直径和钢丝绳直径比、钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时的最大偏斜角以及滑轮材料的机械性能。

钢丝绳在受力状态下弯曲，内外侧的绳股的变形量相差较大，导致钢丝绳拉应力分布不均衡，因此需要增大滑轮直径，减小钢丝绳的最小弯曲半径。一般按钢丝绳中心所处的节圆来计算滑轮的最小直径，计算公式为

$$D_{min} = hd \tag{3-22}$$

式中：D_{min}——滑轮最小直径（按钢丝绳中心算），mm；

h——与机构工作级别和钢丝绳结构有关的比例系数，浮式起重机一般不小于 18；

d——钢丝绳绳径，mm。

钢丝绳与滑轮转动平面之间的夹角与钢丝绳的缠绕和滑轮的结构有关，一般不大于 4°，也可按照业主的要求确定。当夹角过大时，滑轮绳槽和钢丝绳的挤压应力会增大，加剧滑轮和钢丝绳的磨损。

在多倍率缠绕滑轮组中的滑轮会有转动圈数的差别，滑轮经长时间使用后可拆卸换位，以延长总寿命。

(3) 吊钩组

浮式起重机的起升缠绕系统最终需要通过吊钩将货物提起。吊钩组一般由吊钩体、吊钩支架、动滑轮组等部分构成。吊钩在吊钩轴上，应当具备绕竖直轴转动、沿水平轴前后摆动以及左右摆动的自由度。

吊钩体的选择取决于起升载荷的大小。起重量介于几吨到几十吨时，常使用单钩；而起重量更大时，会使用山字形吊钩或者四爪吊钩；几千吨的起升重量则常常采用双吊钩甚至多吊钩同时作业。吊钩通常采用锻钢一体锻造而成，大型四爪吊钩的钩爪爪尖部分允许单独制作再焊接到钩体上。超大型的吊钩也有采用铸造结构形式。钩爪的横截面，一般上半部分做成半径很大的圆弧以减小吊索弯曲程度，下半部分做成狭长的类似于倒梯形的截面，使钩爪兼具强度和刚度。图 3-74～图 3-76 所示分别为单钩、山字钩和四爪钩。

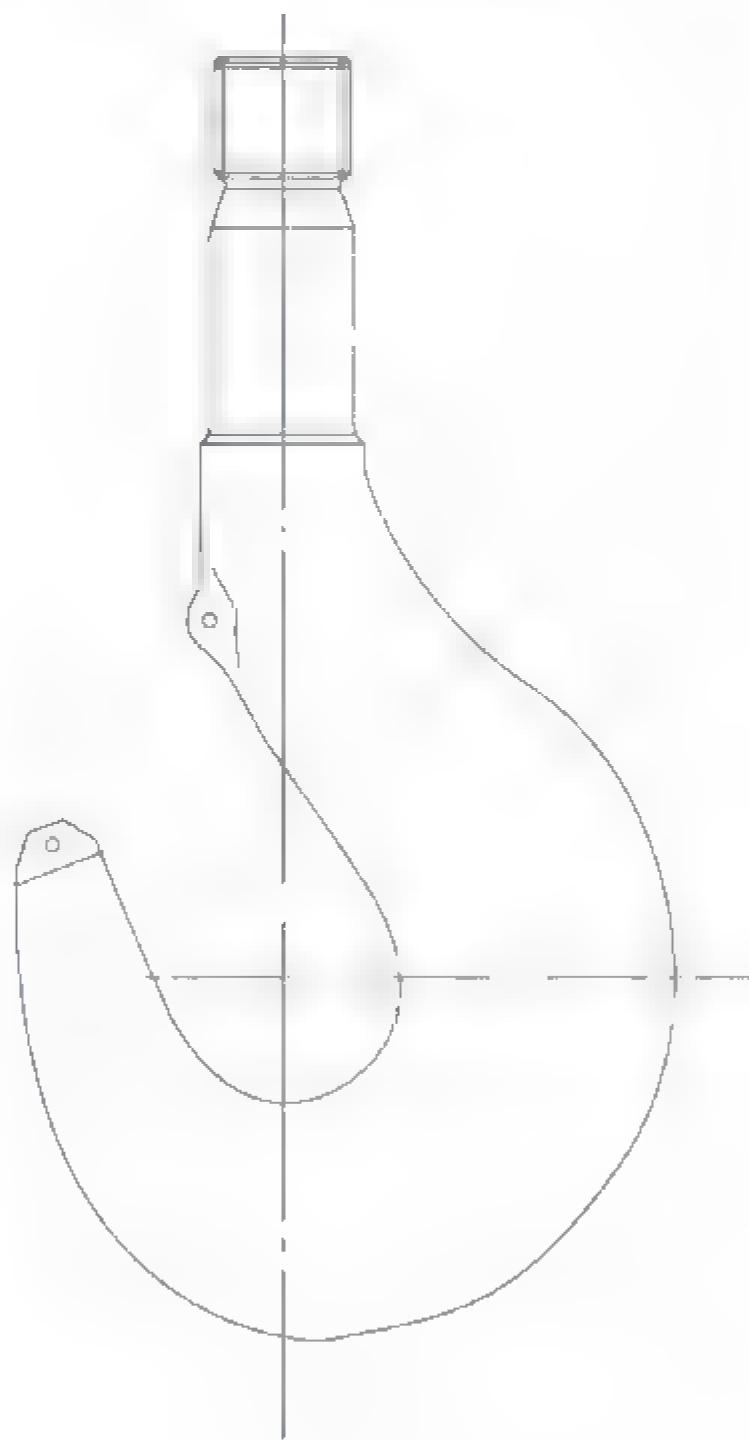


图 3-74　单钩

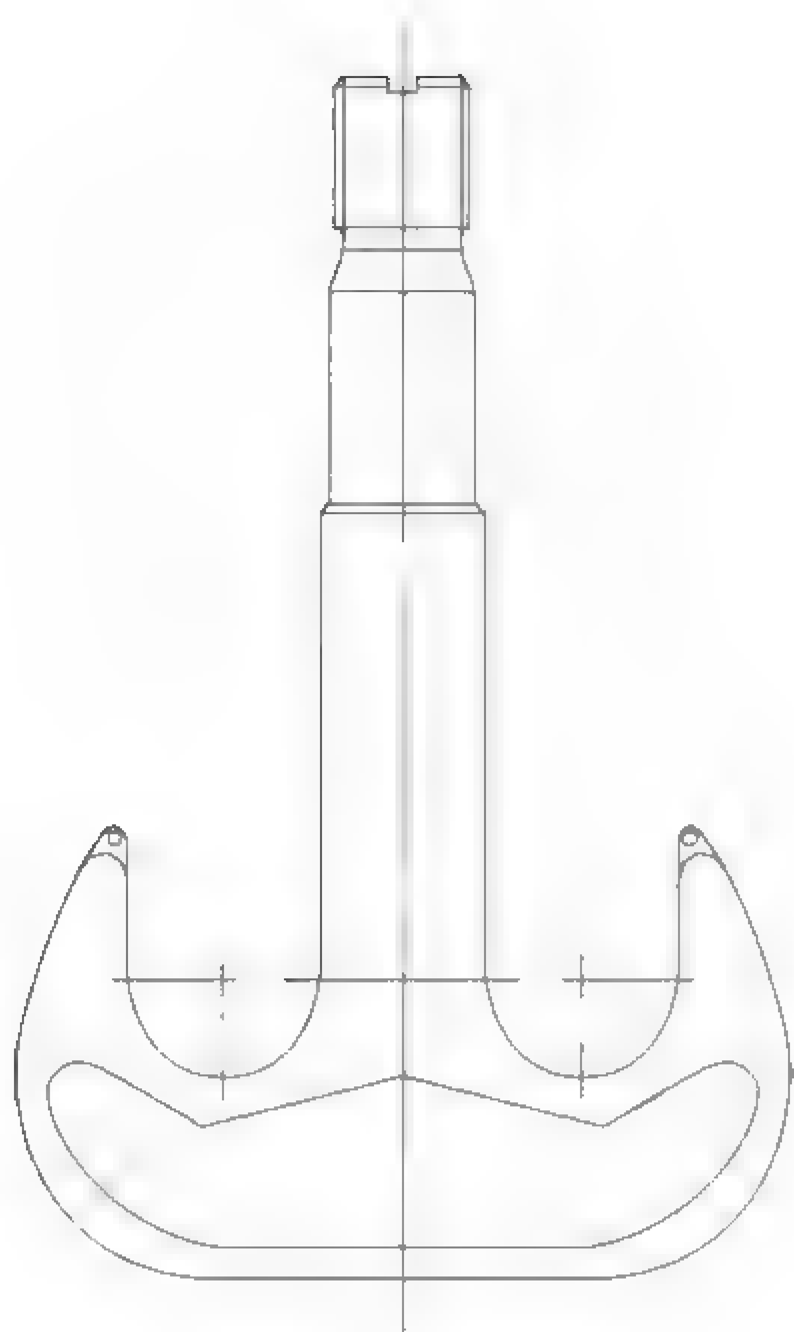


图 3-75　山字钩

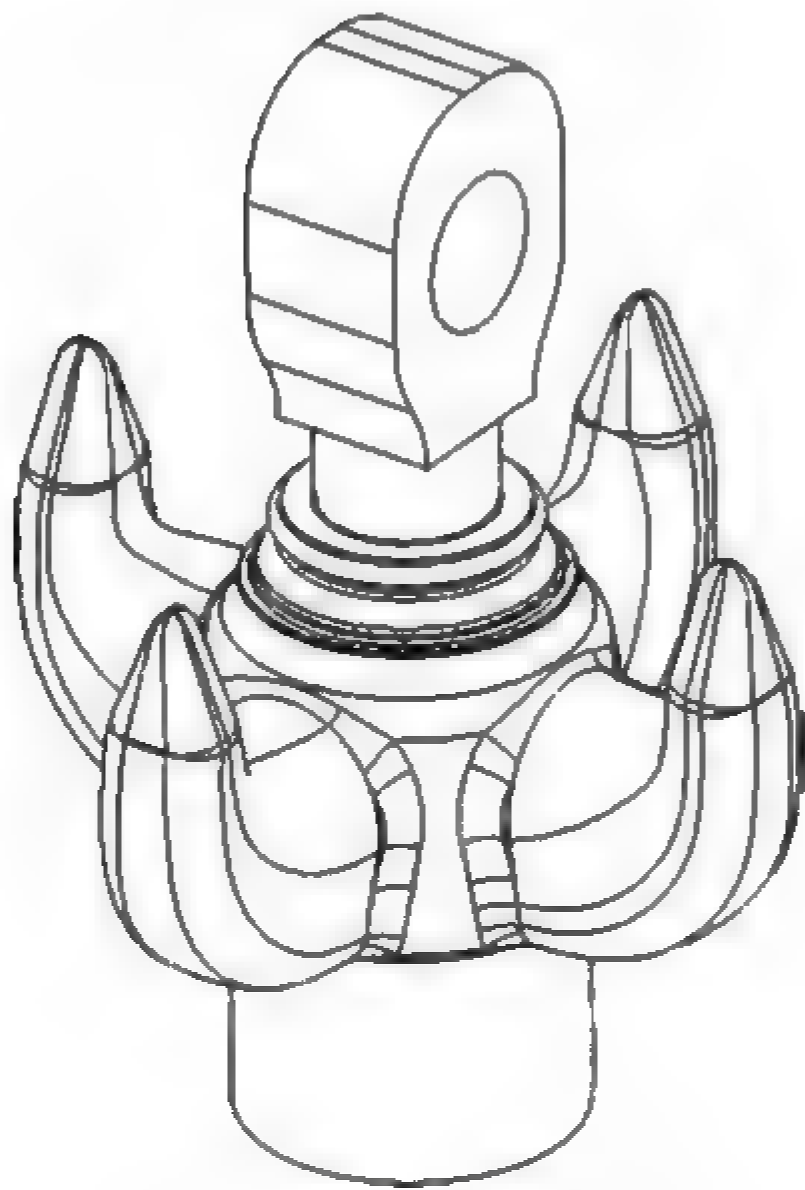


图 3-76　四爪钩

吊钩体与吊钩支架连接有几种典型方式，分别是一体式、吊钩横梁式和吊杆式。一体式常用于单钩弯钩和山字形吊钩，特征是钩子一体锻或者铸造，钩柄上部呈杵状开圆孔，钩体可以绕穿过圆孔的轴摆动。吊钩横梁式 三种钩都可以使用，横梁两端与吊钩支架轴孔配合自由转动，吊钩的直柄穿过横梁中段的孔，上端与吊钩螺母旋合，吊钩直柄、螺母与横梁之间安装有能承受径向力和轴向力的轴承，一般为推力调心轴承。吊杆式只适用于山字钩和四爪钩，钩体轴心有圆孔，吊杆下端穿过圆孔与吊钩螺母旋合，吊杆、吊钩螺母与钩体之间安装有能承受径向力和轴向力的轴承，一般为推力调心轴承，吊钩孔上边缘与吊杆之间一般还安装有能承受径向力的调心轴承，吊杆上部呈杵状开圆孔，整个吊钩和吊杆部分可以绕穿过圆孔的轴摆动。

吊钩使用的轴承需要保证润滑，通常安装密封罩壳防止漏油。钩爪开口处需要用弹簧式快装卡板或者链条来防止吊索脱钩。

(4) 其他辅助部件

滑轮组一般还安装有防脱绳挡绳杆、圆弧挡绳板或者托辊，位于钢丝绳接触滑轮范围的外侧，一般距离滑轮边缘 5～10mm，用来防止钢丝绳在跳动或者松弛垂荡时滑出滑轮绳槽边缘。

另外，还有托辊或者抗磨块放置于结构表面的边缘，用来防止钢丝绳在跳动或者松弛垂荡时造成的钢丝绳损坏和结构损伤。另外，当钢丝绳穿过结构箱体时，在箱体表面开孔处，也需要安装托辊，保护钢丝绳和结构。

3.2.3　辅助装置

大型浮式起重机实现正常的作业和维护，必须辅以各种辅助装置。例如润滑系统，使起重机各个运动副保持灵活状态；顶升系统，在不对起重机作重大改动的情况下，显著增加吊载能力；系固系统，与顶升系统有类似的作用；锚定装置，用来固定全回转式起重机的上部转动结构，防止在船体航行时的意外转动；前防倾覆装置，用来防止因起重机重心偏移而导致的上部结构前倾，影响船体航行时起重机的安全。

1. 润滑系统

1) 概述

润滑是一项非常重要的维护任务，它是影

响起重机工作状态和使用寿命的重要因素之一。正确的润滑有助于避免零件过早磨损，延长零件的使用寿命。

为了达到润滑的正常功能，必须正确地选取润滑剂的种类。润滑剂应严格按照机器使用说明书指定选用。润滑剂应保持一致性，不要将不同种类的润滑剂混合一起用。如果需改变润滑剂的供应商、种类或等级，必须全面清洗轴承、减速器、销或其他设备以去除以前的润滑剂。

润滑剂的质量受工作频率和周围环境影响，可以如下方式来决定是否需要更换润滑剂：周期性地从机器中取出大约20毫升润滑剂并咨询供应商，或交实验室以检验润滑剂是否变质，然后根据变质检验的结果更换润滑剂或添加所需的添加剂。

在润滑检查后，当发现以下任何情况达到相当程度时，就应更换润滑剂：

(1) 发生橡胶状变质；

(2) 存在异物(通过油品分析决定)，特别是包括许多金属粉末和存在严重的变色；

(3) 发生乳化作用；

(4) 发生矿物油的分离和皂化基(氧化导致的变质)。

润滑油更换的最长时间间隔是4年。过了这段时间后，即使没变质也应更换润滑油。同时参考润滑油供应商的推荐。

2) 润滑步骤

(1) 更换减速器的润滑油时，趁油温还是热的时候排干润滑油。箱壳底必须用油来清除淤泥、金属微粒和润滑油残渣。为保持正常运转，使用相同种类的润滑油。

(2) 重新润滑轴承时，从油嘴将新润滑油压入油腔内。轴承一年应冲油一次。在重新润滑后清除旧润滑脂是良好习惯。在重新润滑后的第一轮工班作业中，润滑点要得到清理。

(3) 对于电动机、紧急制动器和减速器的润滑，应参考其手册或使用说明。

(4) 钢丝绳在任何时候都应处于良好的润滑状况下。润滑能预防钢丝绳腐蚀、减少绳股间以及钢丝绳和滑轮或和卷筒间的摩擦。润滑剂的种类和加油周期随着钢丝绳的构造、工作状况及其功能应用的不同而不同。

3) 润滑注意事项

(1) 齿轮减速器和液压系统润滑油的品牌和黏度的选用应参见润滑油的监控和润滑油类型表。

(2) 润滑油/润滑脂的量应适当。对齿轮减速器(飞溅润滑)，油面应保持在比最高面和最低面的中间面稍高的位置，因为油面在减速器工作时会变低。

(3) 对于轴承和其他有相对滑动的零件，当新润滑脂从一侧泵入时，旧的润滑油从另一侧通过密封圈流出是正常现象。

(4) 润滑油/脂的补充周期与每个零件的工作等级、工作频率有关。

(5) 对于不常使用的减速器，油底部的阀应定期打开以检查油中的含水量。

(6) 在起重机投入使用的早期阶段，应从更换掉的润滑油中取出三份油样以分析油中金属粉末的百分率。对润滑油比较和分析后，就能了解掌握机器的工作状态。

润滑油样分析是一种主动的维护工具，可以用来监控润滑油和机器运转的状况。

4) 润滑油监控

润滑对正常的机械维护至关重要。一个有效的油样调节和监控程序有助于延长设备寿命，减少预期和非预期的停机时间，减少维护成本并延长润滑剂更换周期。润滑油的状况对设备的正常工作非常重要。每个部件每年至少应取样一次，至少应作下列油样分析：动黏度、微粒数、以 Karl Fisher 计的水含量、分光镜下的金属微粒。

5) 全回转起重机润滑的特点

浮式起重机上润滑方法很多，如何根据各种设备的实际工况，合理地选择和设计润滑的方法、润滑系统和装置，对保证设备具有良好的润滑状况和工作性能，具有十分重要的意义。

根据润滑介质的形态可将润滑分为稀油润滑、干油润滑、固体润滑、气体润滑。浮式起

重机上的润滑方法主要为前三种。稀油润滑主要用于减速器和部分开式齿轮机构；干油润滑主要用于钢丝绳、各运转轴承、滑轮等；固体润滑主要用于使用固体轴承的地方，固体润滑剂为石墨、二硫化钼等。

根据浮式起重机的特点：臂架较长，人字架较高，危险点较多（维修人员无法达到），浮式起重机臂架、人字架、回转滚轮的润滑系统一般采用自动干油集中润滑系统。定期、定时打开润滑开关即可，无须维修人员到场。

浮式起重机考虑到船体的倾斜、海浪和风运动的影响，安装在船上的减速器会出现某些轴承无法润滑的情况。针对这种情况，专门设计了减速器强制润滑系统，通过附加的辅助泵站强制对轴承进行喷油润滑。

自动干油集中润滑系统多采用单线润滑系统、双线润滑系统、单线递进润滑系统和单双线混合润滑系统。

2. 顶升装置

1）概述

顶升装置是在船体前沿增加的承载支架，用来支承回转平台的前部延伸结构。通过该装置，可减少全回转式起重机圆筒体的受力，使船体直接承受一部分起重机的支反力，从而来帮助全回转浮式起重机实现更大的起吊能力。顶升装置设置在起重机前方（臂架方向），位于回转平台下。顶升装置的布置位置，决定了顶升系统一般用于尾吊工况（臂架和船体长度方向180°向外）。

2）顶升装置的组成

顶升装置由顶升支座、顶升液压缸、垫块、垫块滑移系统组成。顶升支座焊接在船体甲板上（见图3-77）。起吊工作开始前，起重机先回转至尾吊位置，顶升支座上的顶升液压缸工作，将回转底盘顶起至设定的高度，使起重机回转平台和顶升支座保持有足够的间隙。然后垫块滑移系统工作，将垫块拖拽进回转平台和顶升支座间的间隙，液压缸收缩回位，起重机回转平台压在垫块上，顶升装置准备工作完成。垫块滑移系统的原理可参见图3-78。

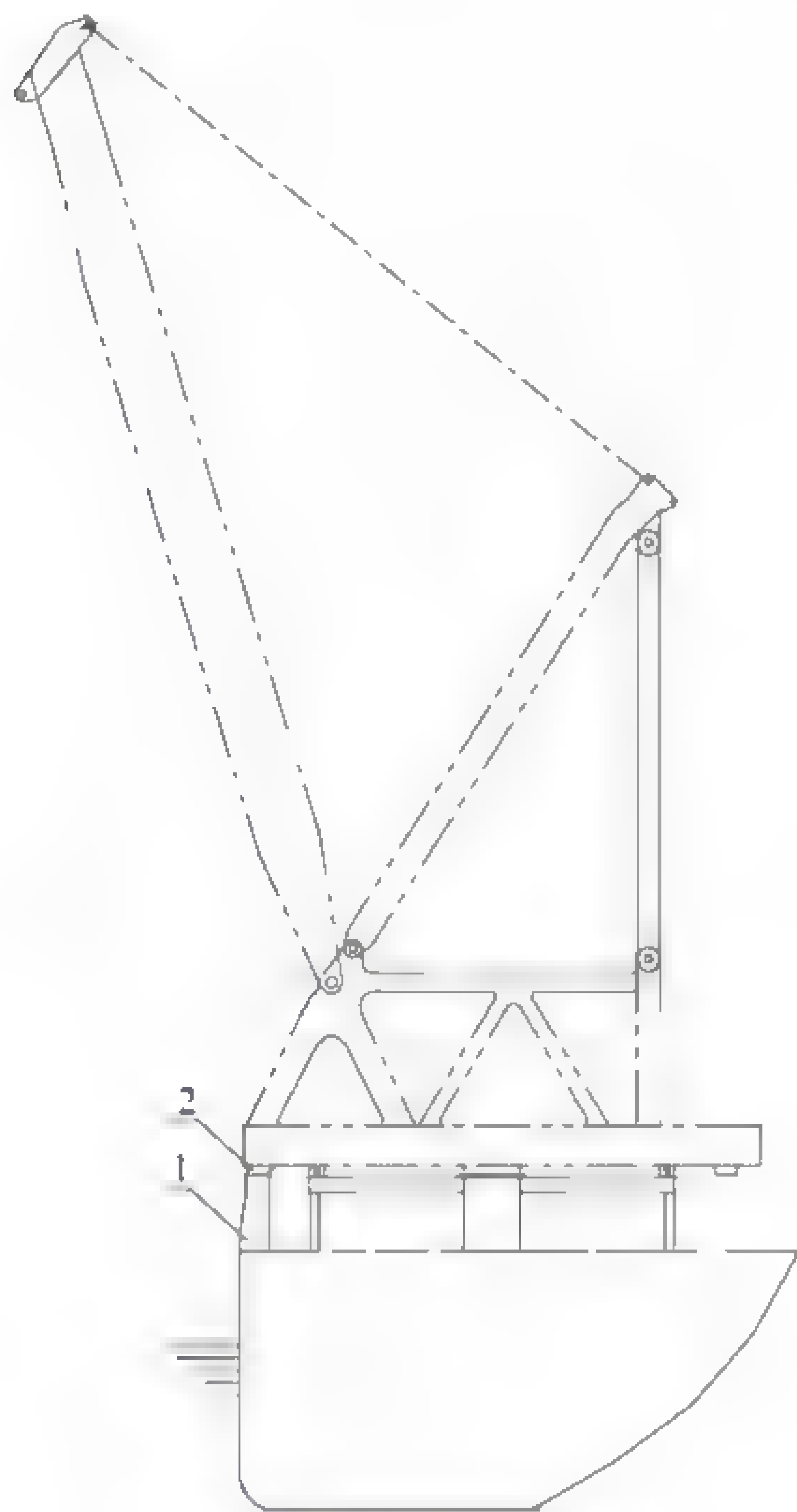


图3-77　顶升装置的布置图
1—顶升支座；2—起重机回转平台

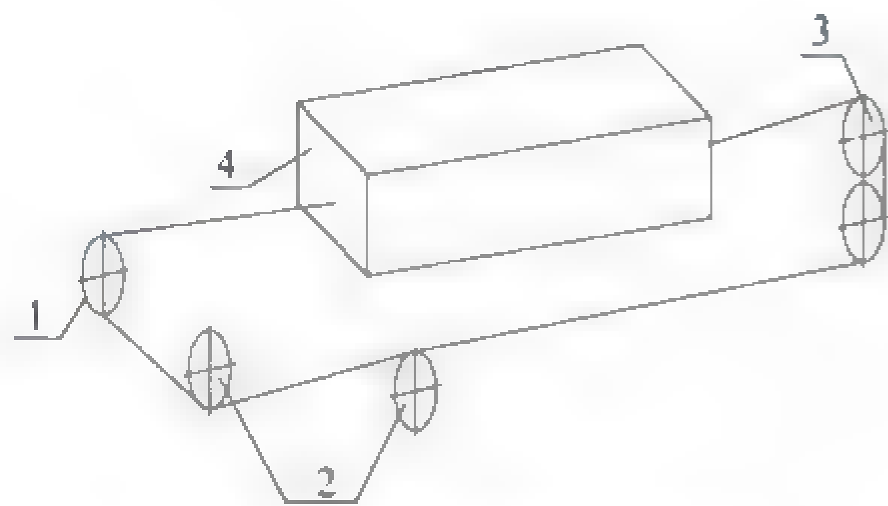


图3-78　垫块滑移系统
1—马达；2—张紧链轮；3—导向链轮；4—垫块

3. 系固系统

1）概述

与顶升装置一样，人字架系固也可以增加浮式起重机的吊载能力。此装置的优点是不额外增加起重机上部回转结构的尺寸，在人字架顶部设置滑轮组，在船体中部增加动滑轮组，另外配置绞车，即可实现此功能。通过拉拽人字架顶部，减小浮式起重机承受的弯矩，来帮助浮式起重机实现更大的起吊能力。

2）系固系统的组成

系固系统由四部分组成：上部滑轮组、下部滑轮组、系固机构、钢丝绳。上部滑轮组布置在人字架顶端背部，下部滑轮组布置在船体中部甲板上（见图 3-79）。

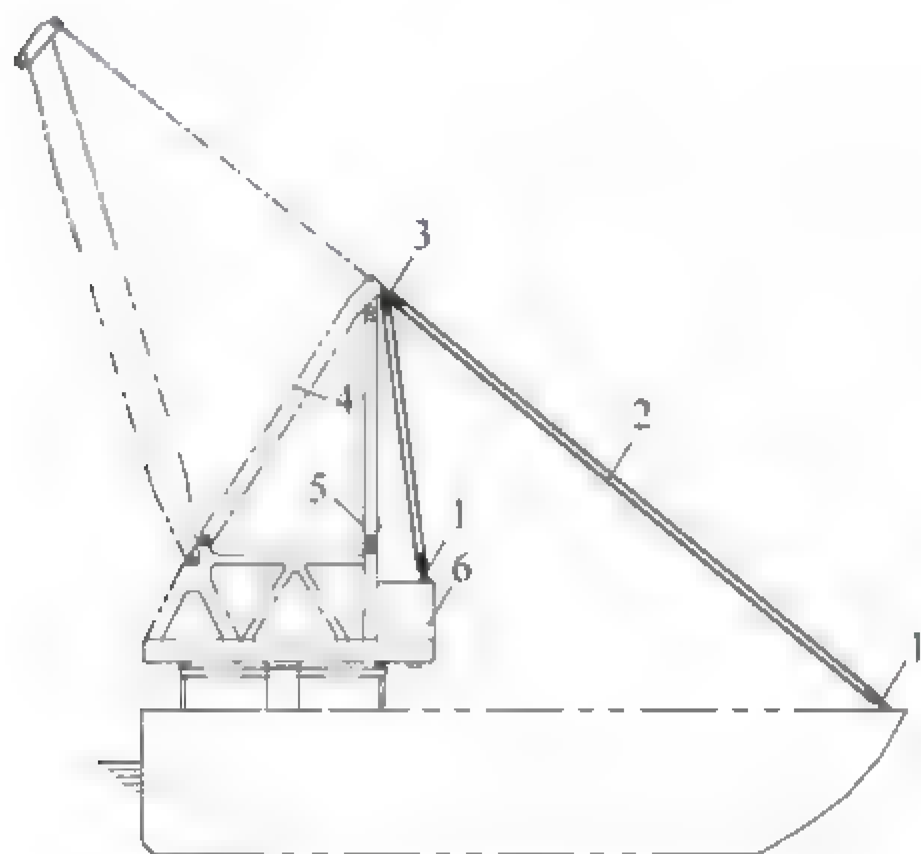


图 3-79 系固系统的组成
1—下滑轮组；2—钢丝绳；3—上滑轮组；4—人字架；5—系固机构；6—机房

系固系统设置在起重机后方（臂架反方向/人字架背部），斜拉在甲板上，一般设置对称的左右两套。系固系统的布置位置决定了系固系统一般用于尾吊工况（臂架和船体长度方向 180°向外）。

起吊工作前，系固机构反转，将钢丝绳从卷筒中拖拽出，通过船上的辅助绞车将下滑轮组 1 拖拽至甲板上的系固点固定。通过系固系统钢丝绳传感器预设钢丝绳张力，制动系固机构，完成吊装前的系固准备工作。起吊结束后，系固机构收紧，将钢丝绳收进卷筒，固定下滑轮组于机房顶部，以便回转时不受影响。

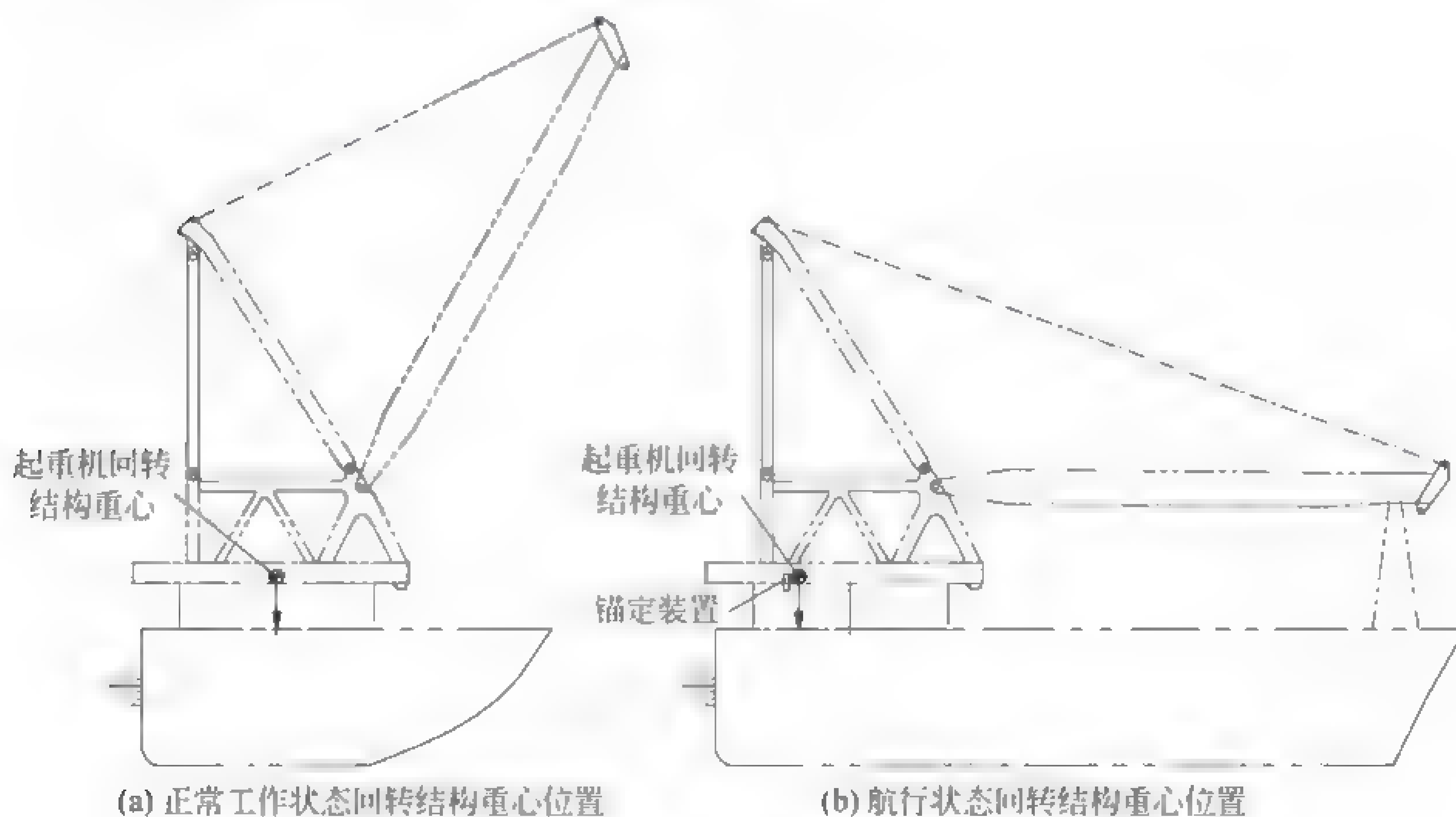
4. 锚定装置

1）概述

从图 3-80 中可以看出：全回转起重机航行时，臂架搁置在搁架上，此时，回转部分重心发生显著变化，偏离回转中心。由于船倾和加速度的原因，起重机上部回转部分有周向运动趋势，为避免由此产生的不安全因素，通常设置锚定装置将上部回转结构和下部结构固定在一起。

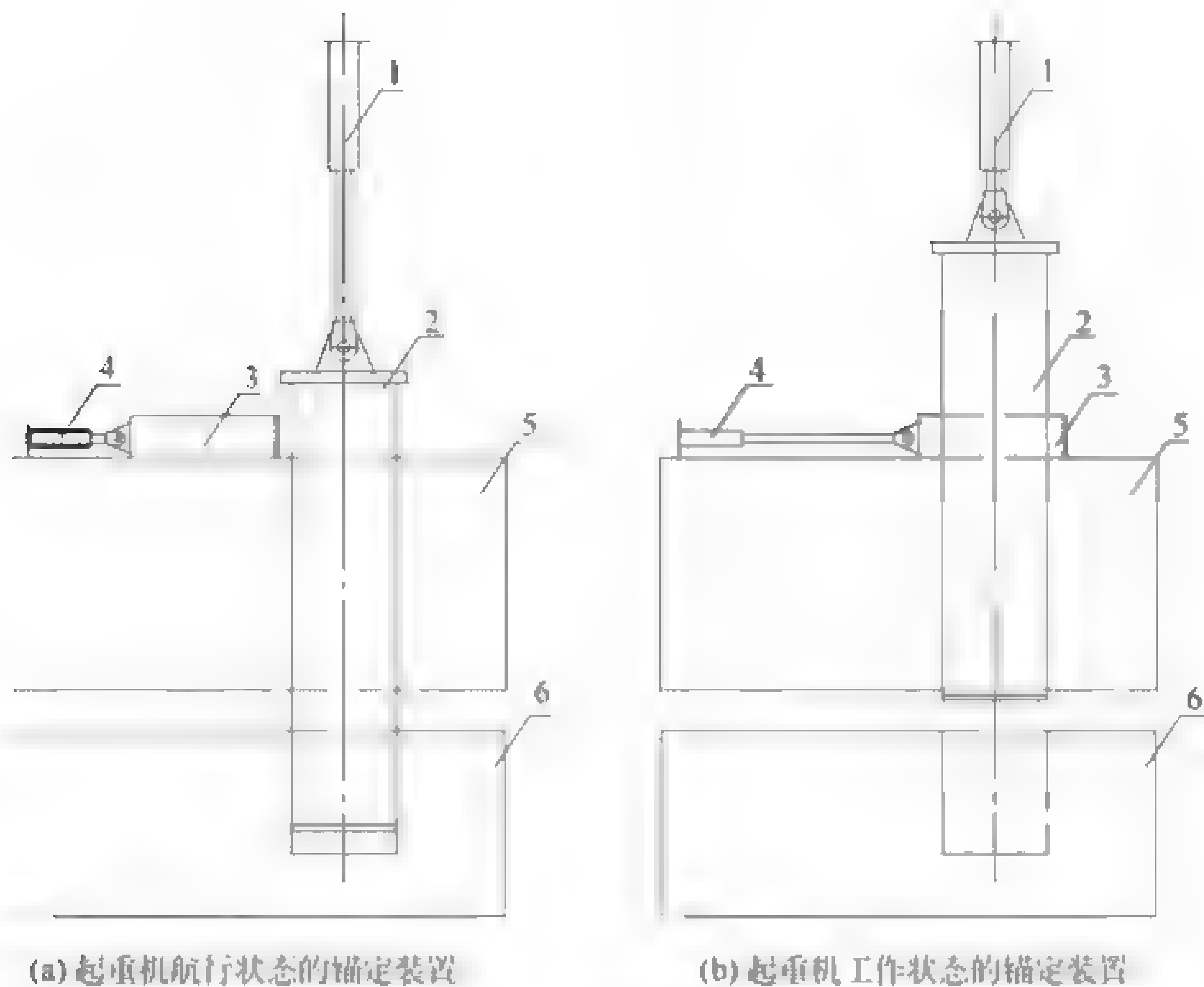
2）锚定装置的组成

锚定装置一般由锚定销装置和安全销装置组成。锚定销装置由锚定销液压缸 1 和锚定销 2 铰接连接组成。锚定销液压缸固定在上部回转结构上。起重机航行前，锚定销液压缸推动锚定销插入起重机下部固定结构，将起重机上部结构和下部结构固定起来，完成锚定工作，如图 3-81(a)所示。航行结束，回转工作前，锚定销液压缸回缩，带动锚定销脱离下面固定结构，完成锚定装置的脱离工作，如图 3-81(b)所示。



(a) 正常工作状态回转结构重心位置　(b) 航行状态回转结构重心位置

图 3-80 浮式起重机回转结构重心位置



(a)起重机航行状态的锚定装置　　(b)起重机工作状态的锚定装置

图 3-81　锚定装置

1　锚定销液压缸；2　锚定销；3　安全销；4　安全销液压缸；5　起重机上部回转结构；6　起重机下部固定结构

起重机正常工作时，锚定销须从起重机下部固定结构拔出。如果发生某些液压故障，由于自重原因锚定销可能会从起重机上部结构中落下，卡在起重机下部固定结构中，将会影响起重机的正常回转乃至发生重大事故。为避免这种情况，一般会设置安全销装置，当锚定销 2 从起重机下部固定结构中拔出后，用安全销 3 将其固定在上部结构上。

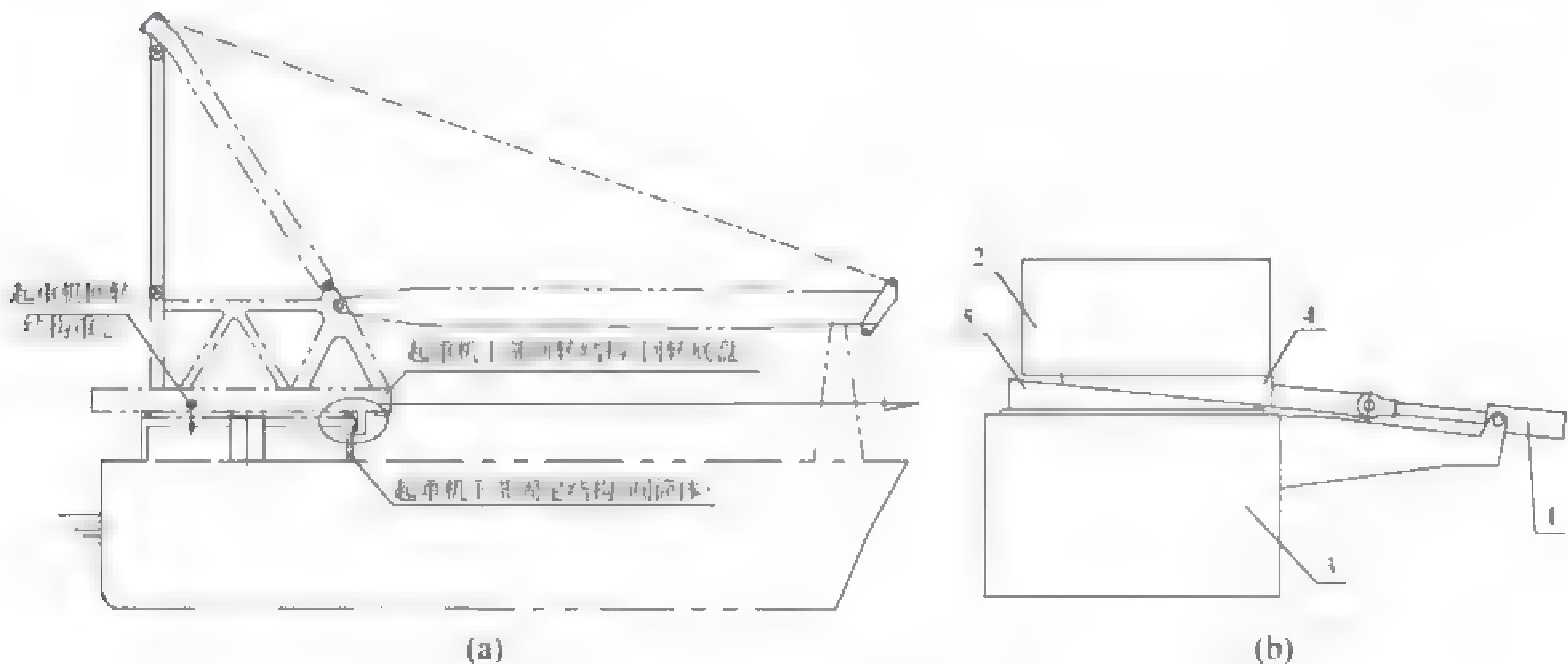
5. 前防倾覆楔块装置

1）概述

前防倾覆楔块装置设计成类似反钩形式，布置在臂架侧。海况运输时，由于臂架根部的卸载(臂架放置在搁座上)，起重机上部回转结构的重心会向尾部移动，导致回转结构前部有向上倾斜的趋势。运输时的风浪颠簸会加剧这种趋势，前防倾覆楔块装置从底部反向钩紧下部固定结构，避免因上述上倾而产生的不安全因素。

2）前防倾覆楔块装置的组成

如图 3-82 所示，前防倾覆楔块装置由楔块组和液压缸组成。液压缸和下楔块固定在起重机上部回转结构上，上楔块和液压缸铰接连接。海况运输前，先将臂架放置在搁座上，然



(a)　　(b)

图 3 82　前防倾覆装置位置布置及组成示意图

1—液压缸；2—起重机上部固定结构；3—起重机下部回转结构；4—上楔块；5—下楔块

后，液压缸推动上楔块进入下楔块中，使上楔块顶紧起重机下部固定结构。海况运输结束，起吊工作前，液压缸拖拽上楔块使其和下楔块脱离，然后再仰起臂架开始工作。

3.2.4 电气系统

浮式起重机的电气系统有直流和交流两种。目前直流系统已很少采用，本章所述的电气系统均指交流系统。

1. 供电

浮式起重机一般由船舶电站进行供电。船上的供电系统为三相不接地系统，简称IT系统。从供电的电源电压等级来分，一般有高压电源和低压电源两种。

高压电源电压等级有：6.6kV，50/60Hz，适用于大多数工程船舶；11kV，50/60Hz，适用于超大型工程船舶。

低压电源电压等级，根据船体配置的低压柴油发电机的类型一般有三种，分别为：690VAC、50/60Hz，440VAC、60Hz和400VAC、50Hz。

从供电电源的用途来分，又可分为驱动主电源、辅助电源和应急电源。其中驱动主电源给起重机交流变频驱动系统供电，包括交流驱动器和交流电机，是起重机中主要的用电设备。

1）电源配置方案

根据起重机交流变频系统的配置，船体给起重机的驱动主电源一般有以下几种配置方式：

（1）一路电源配置方式。一路电源配置的开关容量能提供起重机100%的最大需求功率，适用于12脉冲整流驱动系统。

（2）一用一备电源配置方式。此种电源配置方式，要求船体给起重机提供两路驱动电源，每一路的开关容量都能100%满足起重机最大的功率需求。正常情况下，起重机只取其中一路电源到机上，另一路备用。当其中一路电源出现故障或需要检修时，起重机可以切换到另一路电源，以保证起重机正常运行。此种配置一般用于AFE整流驱动系统或24脉冲整流驱动方案。

（3）两路电源配置方式。船体给吊机提供两路驱动电源，每一路电源的开关容量都只能满足起重机最大功率需求的50%。正常情况下，两路电源需全部工作，如有一路电源故障，则起重机损失50%的电源容量，起重机只能半速运行。此种配置一般用于24脉冲整流驱动方案。

从安全可靠性方面考虑，船体配置两路电源给起重机是优选方案。

浮式起重机上除配置主电源外，还另外配置一路低压三相辅助电源，为起重机上的三相用电、照明、控制等辅助设备供电。为保证辅助电源长期处于供电状态，一般不直接从驱动主电源处取电，而是由船体供给。

对于起重机上配置的航空障碍灯、走道逃生照明等不允许断电的设备，应考虑从船体应急配电板设备取电。而另外一些需要进行数据记录和存储的设备，例如，PLC设备、CMS设备、力矩限制器系统、变频器控制系统等设备，可配置不间断电源设备（uninterruptable power system，UPS）。

2）起重机的接地系统

船体电源一般为IT系统，即三相不接地系统。船体和起重机之间没有单独的接地线，所以起重机上没有系统接地系统，只有保护接地系统。保护接地系统中，要求所有设备的金属外壳就近和金属结构可靠接地。对于通过轴承、销轴等连接的起重机金属结构部件，若两者有相对转动，则需要另加接地线进行可靠连接。全回转起重机还需要在中心继电器中设置单独的接地铜环，将起重机上部的回转结构和船体甲板金属结构连接起来可靠接地。

3）中心集电器系统

全回转起重机的动力电源、控制信号都需要通过装在起重机筒体中心的中心集电器由船体输送到起重机上。

依照传动方式分类，中心集电器分为上传动集电器和下传动集电器。上传动集电器的铜环跟着起重机上部回转结构转动，下传动集电器的碳刷部分随回转底盘转动。大型浮式起重机一般使用上传动方式。

依照电压等级分类，中心集电器分为高压中心集电器和低压中心集电器。高压集电器是一种将高压、低压、信号整合在一起的中心集电器。根据规范要求，高、低压设备和电缆必须完全隔离，所以在设计此类集电器时，需要考虑如何把高压部分和低压部分完全隔离，也必须考虑高压电缆的走向和低压电缆的隔离。低压中心集电器的特点是动力滑环要求承载的电流比较高，往往需要几个动力滑环并联使用，电缆较多，需要考虑走线和接线方面的便捷性。

4) 驱动系统配置方案

船体电站为有限容量电站，起重机作为船体的一个主要用电设备，其驱动系统配置方案的优劣将直接影响到船体电网质量。变频驱动系统对电网的影响主要表现在：

(1) 产生谐波电流，导致电网电压畸变；

(2) 启动无功冲击引起电网电压波动。

谐波的考核点都位于电网的PCC点上。PCC点就是该设备负载和其他负载的交接点。船级社对设备向船体电网注入的谐波电流允许值都有明确的规范规定，具体可参见表3-5，表中列出了各主要船级社规范对谐波畸变率(total harmonics distortion，THD)值的限制值。

浮式起重机上的交流变频驱动系统一般采用多传动变频传动方案，但无论多传动系统采用何种整流方式，其电网侧的交流电流都会呈现非正弦波形。按傅里叶级数进行分解，可得到工频基波和各次谐波电流。谐波不可避免，但是采用不同的功率元件、不同的驱动配置方式、不同的功率范围，产生的谐波电压也各不相同。

表3-5　各主要船级社规范对THD值的限制值

%

船级社	允许总谐波畸变率(THD)	单次谐波分量最大允许值
美国船级社	5	3
中国船级社	5	
德国船级社	8	5
英国船级社	8	21次谐波分量<1.5

(1) 6脉冲整流配置方案。6脉冲的变频配置方案一般适用于小型设备，如果船载设备的用电量和船体电站容量相比只占很小的比例，从节省成本考虑也可以采用这种配置方案。6脉冲变频驱动配置运行产生的THD值在30%以上，因此在用电容量占船体电站较大比例的浮式起重机上，一般不建议使用。

(2) 12脉冲整流配置方案。在12脉冲整流配置方案中，使用三绕组变压器作为进线的整流变压器，两次侧两个线圈容量相同，一个Y形绕组，一个△绕组，相位相差30°。这样，5，7，17，19等谐波电压因为两个绕组的相位差互相抵消，大大降低了电压THD值。采用12脉冲整流方案的系统，设备总的THD值可以控制在8%以内。

(3) 虚拟24或24脉冲配置方案。该方案配置两组、每组12脉冲整流变压器。两组配置的每个进线整流变压器除两次侧两个线圈相位相差30°外，两个变压器的一次侧绕组也互为移相15°，即一个变压器一次侧移相+7.5°，另一个变压器一次侧移相−7.5°。若两组多传动系统的直流母排不相连，系统为虚拟24脉冲整流系统，在每组工作负载相同的情况下，除12脉冲配置能把进线侧的THD值降低外，每组产生的12脉冲无法抵消的谐波会在两组12脉冲整流系统的进线交汇点(PCC)处相互抵消，因此设备反馈到船体电网上的谐波将减小到5%以内。若每组系统的负载不平衡，那最坏的情况就是变成2组独立的12脉冲方案。如果两组多传动系统的直流母排相连，系统变为24脉冲整流系统，这时因为负载都在同一条直流母线上，就不用考虑负载平衡的问题，在PCC点处的THD值也将控制在5%之内。

(4) AFE(主动前端)整流配置方案。AFE主动前端整流系统用IGBT作为整流元器件，是一种高频开关速率和高电压变化率器件，加上LCL高频滤波器，进线侧将很少有畸变电压产出，基本保持正弦波形。

综合上述几种驱动配置方案，6脉冲整流因为产生谐波畸变电压过大，一般不用，除非起重机本身用电容量在船体电站只占了很小

的比例；12 脉冲整流是浮式起重机上主流的整流配置形式，不过在进线端需要加三绕组的整流移相变压器；相比 12 脉冲整流，AFE 整流配置方案中，IGBT 和 LCL 高频滤波器价格昂贵，且 IGBT 整流可把能耗制动的电能反馈到船电电网上的这项优势功能在起重机上也不能使用。因此，若无特殊要求，综合实用性和性价比，宜优选 12 脉冲或用 2 组 12 脉冲组成的虚拟 24 脉冲或 24 脉冲系统。

(5) 能耗制动时的电能吸收。吊机的驱动系统除整流形式有一些配置上的变化外，直流母排下所带的负载的逆变系统基本都是 IGBT 逆变单元。对起重机的起升机构来讲，货物上升，电机要从直流母排上吸收电能；而下放时，电机变为发电状态，要往直流母排上回馈电能。船体电站为柴油机组发电，为有限容量电网，因此工作工况下机构下放时能耗制动产生的电不能直接返回到船体电网，船体电网没有能力吸收吊机回馈到电网的大容量电能，电网的电压产生较大波动，对其他电网用户产生不良影响，甚至会损害柴油机组。解决的方法是在同一直流母排上另配置制动斩波器，外接能耗电阻器。当直流母排电压值由于机构能耗制动升高至设定数值时，制动斩波器打开，让能耗电阻器工作，消耗直流母排上的电能，让母排电压回到正常范围。

在吊机上的能耗电阻一般都是风冷型，制动片选用不锈钢材料或合金材料。电阻功率 $P_{电阻}$ 的选取可按照下式计算：

$$P_{电阻} = P_{下放}\eta \times S\% \tag{3-23}$$

式中：$P_{电阻}$——制动电阻功率，kW；

$P_{下放}$——货物下放最大工况下需求功率，kW；

η——机构机械效率；

$S\%$——机构接电持续率。

2. 机构用交流变频电动机

交流变频电机在机构上的应用，已经是行业内的共识。交流鼠笼式电机结构简单，维护保养比前一代驱动所用的直流电动机简单、可靠。不过由于变频器控制传动的变频电机在运行过程中会产生谐波电流并出现电压峰值，使主绝缘遭受应力和电压 dU/dt 上升变化率，导致绕组绝缘受应力易损坏，因此应采取下述措施：

(1) 加强绝缘结构设计，如有必要，应采用模绕式线圈(成型绕组)，主绝缘材料应采用高可靠材料。

(2) 定子绕组采用 VIP 真空压力浸渍无溶剂工艺处理，提高绝缘性、机械强度及热稳定性。

(3) 变频器产生的谐波电压主要对首尾几匝线圈冲击最大，引线与绕组焊接的首尾端几匝做特殊绝缘处理。

(4) 因变频电源输出电压非正弦波，谐波电流使电流有效值较工频时增加 2%～10%，电机温升约增加 10%～20%，因此设计时应考虑降低温升，增加裕度。谐波的存在会造成低频脉动转矩，使电动机噪声、振动加剧，尤其是脉冲转矩的频率和电动机某一部件固有频率接近时会激起较强的振动，因此在设计时，须根据变频器类型、起制动方案、负载类型、调速范围等选择合理的电磁参数，如槽配合、转子槽型及绕组跨距等，减少噪声、振动现象以满足变频调速的要求。

(5) 考虑到运行方式、过载能力以及电源中高次谐波的存在，易使磁路饱和度增加，加剧电机振动和噪声，因此选用高导磁、低损耗的冷轧硅钢片，冲片作氧化处理。

(6) 为减少振动、噪声，应提高结构设计的强度，严格控制结构件的加工精度和同轴度，采用中间公差，以保证电动机气隙的均匀度。

(7) 对限制电动机的轴承电流做特殊设计，100kW 以上的电机应当对非承载端的轴承座作特殊绝缘处理或使用绝缘型轴承。

(8) 电动机需采用单独的风机进行强迫冷却，以满足在低频段、低速恒转矩长期运行期间的散热需要，保证电机温升不超过允许范围。

(9) 电动机要求按“防盐雾”“防凝露”“防霉菌”的三防标准制造。如安装在甲板面，电机的涂装还需符合海洋环境要求。

在防护等级方面，位于机房内的电动机需

防护等级 IP23 或以上，暴露在甲板面的电机防护等级需 IP56 或以上。另外电动机内部需设防冷凝加热器和过热保护温控元件，功率7.5kW 以下的电动机可不予考虑。

3. 控制系统

起重机控制部分采用可编程序控制器PLC 来实现起重机系统的控制、联锁、安全保护以及故障诊断和状态监控等。PLC、主 CPU 和各从站之间采用总线通信方式，变频器和PLC、监控设备之间采用总线通信，浮式起重机上使用的主流可编程控制器有：Siemens 的 S7 300、S7 400 系列产品，ABB 的 AC 800M 系列，FUJI 的 NP1BS 系列等。

浮式起重机的安全保护设备和安全措施一般包含以下几种。

1）主回路和辅助回路保护装置

主要设有过电流保护、低电压保护、短路保护和缺相保护。

2）声光警报装置

在司机室下方配报警器，司机在操作主起升、回转和臂架机构前可以按操作按钮，鸣响警报器。在上部登机口位置，配置有声光报警器，在回转动作时，声光报警器会自动工作，提醒相关人员。

3）超负荷（力矩）保护装置

在所有起升机构中都配置有重量传感器，在司机室安装有力矩控制器和力矩限制显示器。力矩限制系统在臂架工作半径、角度范围和起升负载范围内检测起升机构的所有工作负载。当系统过载和臂架过力矩时，系统自动报警并停止机构动作。当负荷（或力矩）达到90%额定值时，力矩限制显示器将发出黄色预警信号，提示操作司机将要满负荷。当负荷（或力矩）达到 110%额定值时，显示器发出红色警告信号和警报声，同时联动台显示超载指示红色信号。此时起升机构只能作下降运动，变幅机构只能作收幅运动。当载荷降至 95%额定起重量以下时，各机构才能恢复正常运行。

4）典型起升机构的位置限制保护和联锁保护装置

该类保护装置及其主要功能如下所述。

（1）上升极限和停止限位装置，防止起升钩头冲顶。

（2）起升卷筒上设置绝对位置编码器，实时测量起升高度，并设置起升上升和下降终点减速和停止位置。

（3）主令操作手柄“零”位联锁。

（4）高速制动器手动释放信号联锁。当制动器处于手动释放位置时，起升不能动作。

（5）起升机构卷筒侧的超速开关装置，卷筒速度达到 115%额定速度时跳闸保护。

（6）起升机构卷筒安装有松绳限位，当钢丝绳在卷筒上发生松弛时，紧急停止起升机构动作。

（7）绝对位置编码器运行状态检测保护。

5）典型回转机构的联锁保护装置

该类保护装置及其主要保护功能如下所述。

（1）回转绝对位置编码器，实时检测回转位置。

（2）回转臂架搁架位置限位。回转触发此限位时，臂架允许搁放到臂架搁架上。

（3）回转锚定位置限位和锚定限位。当回转处于锚定状态时，回转不能工作。

（4）手动制动器联锁限位。

（5）主令操作手柄“零”位联锁。

（6）绝对位置编码器位置检测保护。

6）紧停装置

在机房、电气房、PLC 房、机房外、司机室联动台等位置设有紧停装置，能使机构紧急停止工作。

7）吊机的倾斜监控装置

在司机室设置有水平倾斜仪，用来实时检测吊机的倾斜情况。

4. 浮式起重机辅助电气设备

除上述的电气设备之外，浮式起重机还配有下述辅助电气设备以确保起重机操作功能完备。

1）闭路电视系统

起重机上的卷筒钢丝绳一般采用多层缠绕方式。机构动作时若发生意外，卷筒很容易产生乱绳，严重时会导致钢丝绳报废。因此起

重机上配备有闭路电视系统(closed circuit television,CCTV),在机构卷筒上方安装摄像头,并在司机室安装监控显示器,以便司机可以实时监控卷筒的运行状况。另外,起重机臂架的头部也要求装360°旋转的球机,用来监控起重机钩头和甲板面。

2)与船体连接的通信和报警设备

一般通过在起重机的操纵室内配备VHF/UHF无线电台、自动电话、声力电话、PA广播系统、火警探头等设备,并将其与船体的相应设备相连接,来实现起重机与船体的通信联系。

3.2.5 液压系统

全回转浮式起重机应根据整机的功能需要配置相应的液压系统。根据浮式起重机工作的实际需要,可选择开式或者闭式液压系统。

全回转浮式起重机的回转机构若采用液压马达驱动,一般为闭式系统。闭式液压系统相对于开式系统,运行更稳定。浮式起重机的绞车在采用液压马达驱动时,常常考虑用开式系统,因为一般情况下,液压马达的驱动泵组距离绞车较远。

由于目前大型浮式起重机较多地采用变频电机驱动,因此本节中将略去对液压驱动机构的介绍,而重点讨论电机驱动的起重机上的液压系统。

1. 典型液压系统分类

全回转浮式起重机中的液压系统主要用于大型绞车的制动系统、顶升装置、棘爪安全保护装置、回转防倾覆装置、锚定机构的插拔销装置。

1)制动系统

该系统用于浮式起重机机器房内的各类绞车的制动器的控制。

该系统在实际控制中,对制动器的打开及关闭时间均有设定的要求。起重机的制动器均采用静态制动,其目的是在机构停止动作后,为确保机构安全防止机构意外动作而采取的额外制动保护。起重机上装备有多种绞车,如果控制系统对各个绞车制动器的打开是否同步并没有严格的要求,可简化控制方式,将程序设置为在起重机开机时就打开制动器,直到起重机停止作业并关机时才关闭制动器,这样液压系统流量较小,成本较低。

图3-83所示为制动器控制液压系统示意图。制动器的打开的控制过程为:首先启动液压泵1,给蓄能器7补油,使得蓄能器保压。蓄能器7的充油过程由其旁边的蓄能器压力继电器8控制,蓄能器压力继电器8检测到蓄能器7的压力油压力低时,启动液压泵1进行充油。在需要打开制动器时,蓄能器7通过减压阀6使得蓄能器的高压压力被降至制动器液压缸15的额定工作压力范围内。依靠蓄能器7提供的高压液压油,通过减压阀6使制动器液压缸15保持打开状态。在此过程中,液压泵1起给蓄能器7补油的作用。蓄能器与制动器液压缸之间通过减压阀隔开,从而确保液压泵和蓄能器达到充分的应用而不至于损坏制动器液压缸。对于蓄能器而言,提高蓄能器侧工作压力,再通过减压阀将系统压力减压到制动器工作压力,而不是直接用蓄能器与制动器连接,可以增加储蓄高压油的能力,即放出打开制动器的油量的能力。

图3-83 制动器控制液压系统

1—液压泵;2—手动泵;3—液压泵溢流阀;4—手动泵溢流阀;5,14—截止阀;6—减压阀;7—蓄能器;8—蓄能器压力继电器;9,10,11—电磁换向阀;12—节流阀;13—制动器压力继电器;15—制动器液压缸

为了应对多个大容积制动器液压缸同时工作的情况，系统设计时在减压阀 6 处并联一个电磁换向阀 9。在接到命令后，电磁换向阀 9 得电，液压油经过电磁换向阀 9 和减压阀 6 两个渠道同时作用到制动器液压缸 15。当制动器液压缸 15 的压力达到制动器压力继电器 13 指示打开的设定值时，电磁换向阀 9 失电。此时减压阀 6 继续维持补充液压油到制动器液压缸 15，确保制动器能迅速地打开，同时保证系统的安全。

对于制动器关闭的控制过程为：电磁换向阀 10 和 11 失电，制动器液压缸 15 内的高压油经由节流阀 12 和电磁换向阀 11 流回油箱。节流阀 12 用于调节制动器关闭的速度，防止制动器关闭过快损坏机构。制动器压力继电器 13 检测到的压力低于设定的制动器额定打开压力时，说明制动器已关闭。

2）顶升系统

该系统用于全回转式起重机固定尾吊的工况，即起重机吊装后，并不旋转。该工况的介绍，请参见本章 3.2.3 节中"2. 顶升装置"。此时，需要在起重机上部回转结构与船体支承结构之间增加垫块，以使起重机受到直接的支承。增加垫块之前，需要将上部结构顶起，待垫块塞入之后，再将上部结构放下，使其与垫块接触，力的传递路径可直接通过船体支承结构达到船体。

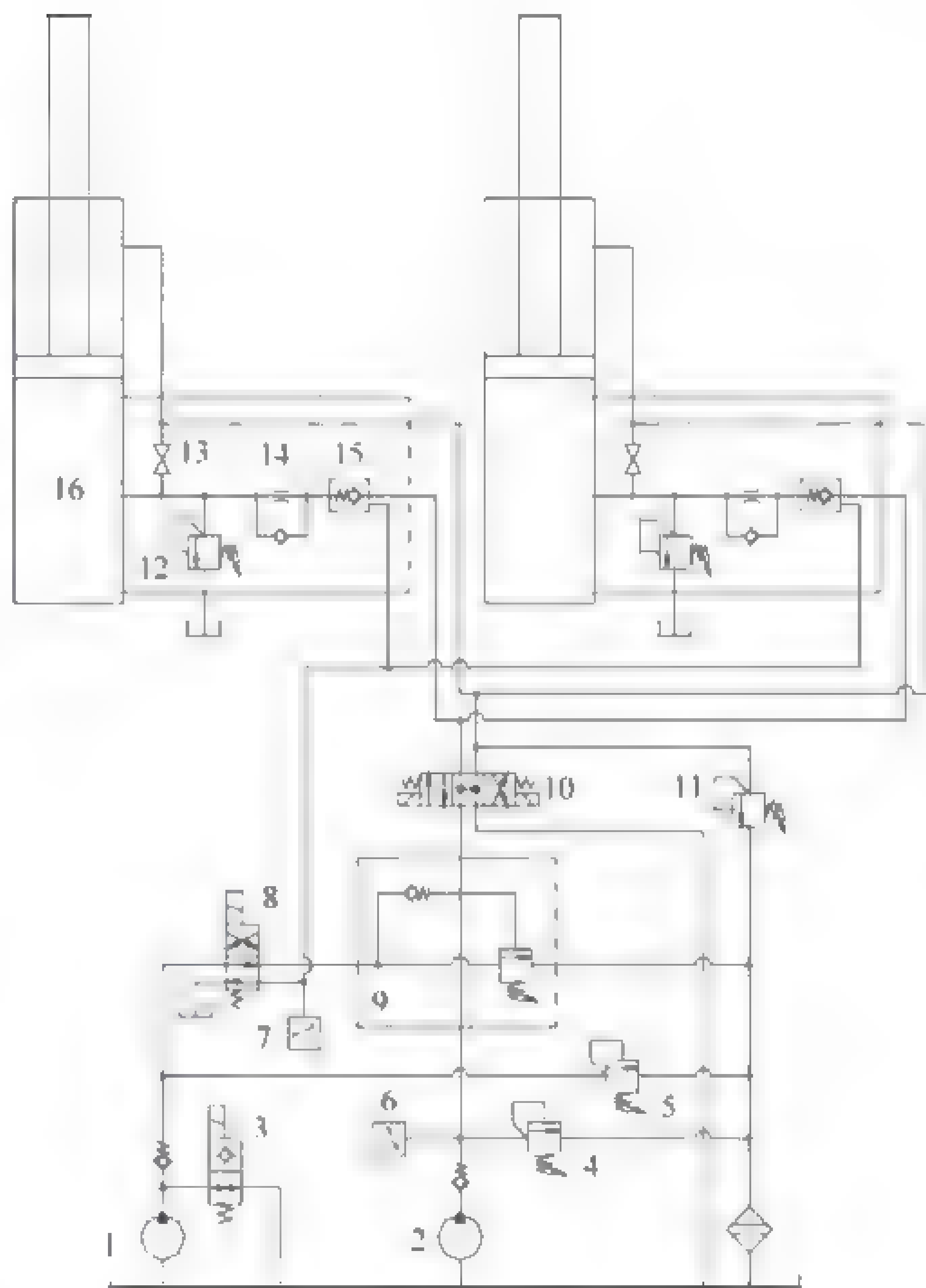


图 3-84　超高压液压顶升系统

1—高压泵；2—超高压泵；3—两位两通卸荷电磁阀；4—超高压溢流阀；5—溢流阀；6—系统压力继电器；7—液控阀液控口压力继电器；8—两位四通电磁换向阀；9—卸荷溢流阀；10—三位四通电磁换向阀；11—溢流阀；12—超高压溢流阀；13—截止阀；14—单向节流阀；15—液控单向阀；16—顶升液压缸

图 3-84 所示为超高压液压顶升系统示意图，该系统的作用原理如下：首先卸荷电磁阀 3 失电，启动液压泵电机，高压泵 1 和超高压泵 2 处于卸荷状态。当需要将顶升液压缸 16 伸出进行顶升作业时，两位两通卸荷电磁阀 3 得电，使液压泵压力上升，三位四通电磁换向阀 10 切换到左位，两位四通电磁换向阀 8 失电，超高压泵 2 和高压泵 1 同时供油，使顶升液压缸快速伸出；当液压缸活塞杆接触到被顶结构时，系统压力逐步上升；当系统压力上升到达卸荷溢流阀 9 的设定压力时，卸荷溢流阀 9 卸荷，高压泵 1 卸荷，这时由超高压泵 2 单独供油；顶升液压缸 16 的速度也因此降低。系统压力继电器 6 用于监测系统压力，若低于设定值，则故障报警。

当需要将顶升液压缸缩回时，两位四通电磁换向阀 8 得电，使高压泵 1 的高压油液打开液控单向阀 15，此时仅超高压泵 2 供油用于顶升液压缸 16 下降。出于下降安全的考虑，设置单向节流阀 14，使得顶升液压缸 16 下降的速度比上升更慢。液控阀液控口压力继电器 7 用于监测液控单向阀 15 的液控口的压力，若低于设定值，则故障报警。

3）棘爪安全保护装置

通常，为防止绞车在长时间载荷下意外转动，或者为保证绞车的带载应急检修，需要设置棘轮棘爪锁定装置。最常见的棘轮棘爪锁定装置用在变幅绞车上，棘爪的动作由液压缸来驱动。当浮式起重机停机并停止运转后，驱动棘爪控制液压缸，使棘爪与卷筒上的棘轮处于结合状态，防止卷筒转动，以实现安全保护。

图 3-85 所示为棘爪液压缸控制液压系统示意图，该系统的作用原理如下：

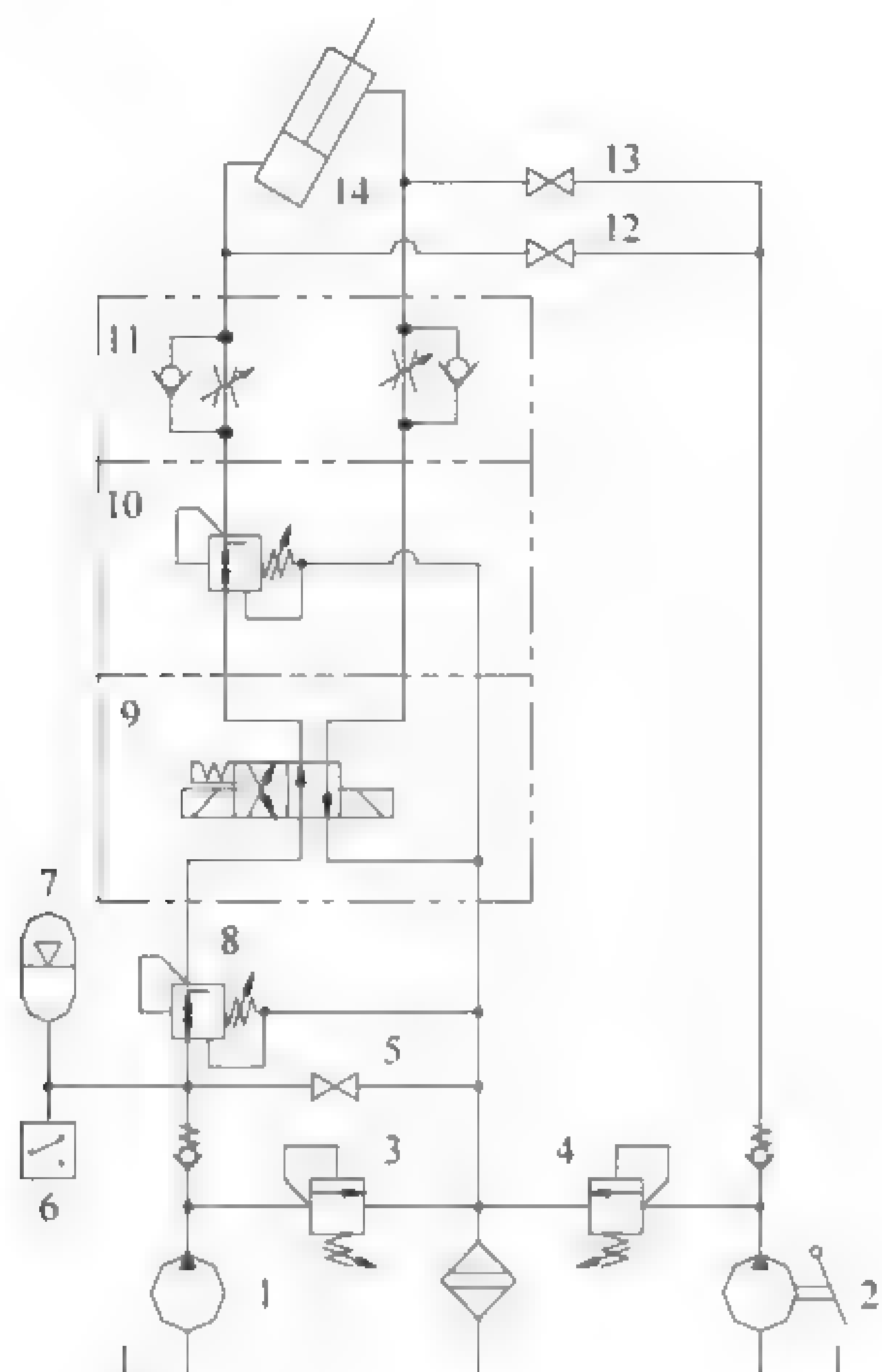


图 3-85 棘爪液压缸控制液压系统

1—液压泵；2—手动泵；3—液压泵溢流阀；4—手动泵溢流阀；5—截止阀；6—压力继电器；7—蓄能器；8—减压阀；9—电磁换向阀；10—减压阀；11—单向节流阀；12,13—截止阀；14—棘爪液压缸

通过泵站提供的高压油源经带机械定位的电磁换向阀 9、减压阀 10、单向节流阀 11 进入棘爪液压缸 14。设置带机械定位的电磁换向阀 9 以实现液压缸可靠的保持伸出或缩回的状态，不因泄漏而发生位置变化。通过减压阀 10 以防止棘爪液压缸 14 伸出时因棘爪载荷过大导致损坏；通过单向节流阀(回油节流)11 以实现棘爪液压缸的平稳缓慢运动。

当系统断电并且蓄能器压力油完全释放掉时，可以利用手动泵进行应急操作，使棘爪上锁和解锁。通过截止阀 5 可释放掉蓄能器 7 的高压油。

4) 回转防倾覆装置

全回转浮式起重机，当其进行航行时，为应对恶劣的海况，一般会将起重机臂架放置在臂架搁架上。此时，起重机的上部回转结构的重心发生显著变化。为防止船体的摇晃影响上部回转结构的安全，需要在上部回转结构和下部固定筒体之间，增加防倾覆楔块装置。防倾覆楔块装置的详情，请见本章 3.2.3 节中“5. 前防倾覆楔块装置”。

图 3-86 所示为防倾覆装置的液压系统示意图，其作用原理如下：

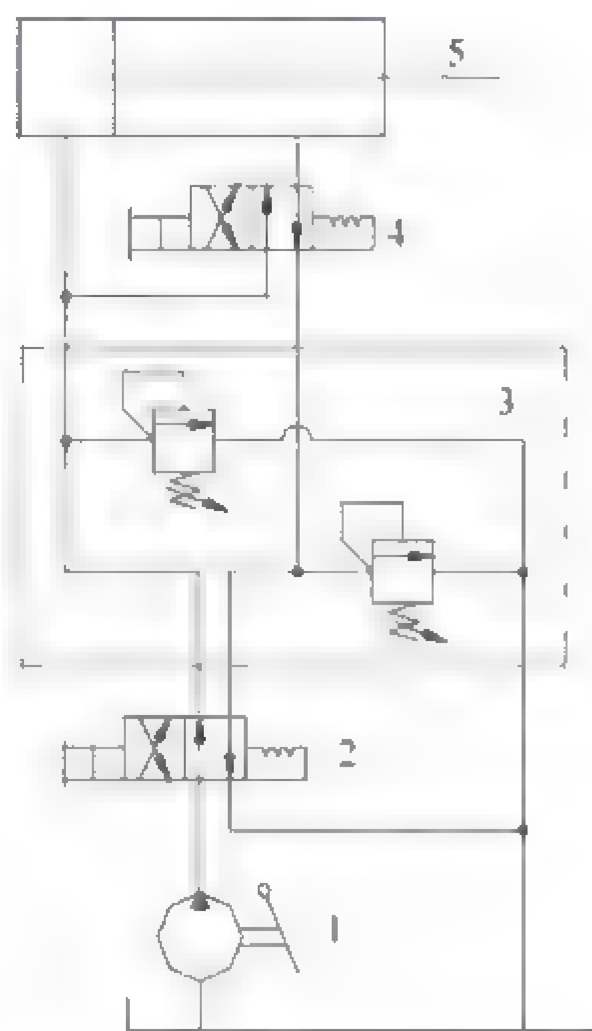


图 3-86 回转防倾覆液压系统

1—手动泵；2,4—手动换向阀；3—溢流阀；5—楔块液压缸

当需要将楔块液压缸 5 伸出以推动楔块时，首先将手动换向阀 4 切换到左位，手动换向阀 2 切换到右位，然后操作手动泵 1 进行打压，这样楔块液压缸 5 的前后两腔同时进油形成差动回路，液压缸快速伸出，当楔块与上部结构接触时，将手动换向阀 4 切换到右位，然后继续打压，直至楔块与结构紧密接触。

当需要将楔块液压缸 5 缩回以退出楔块时，首先将手动换向阀 2 切换到左位，手动换向阀 4 切换到右位，然后操作手动泵 1 进行打压，直至楔块退出。

5) 锚定装置

当全回转浮式起重机完成作业，为防止其意外转动，通过锚定销，将上部回转结构固定在下部筒体结构上，详见本章 3.2.3 节中“4. 锚定装置”。

图 3 87 所示为锚定装置液压系统示意图。该系统有两个液压缸，-个锚定销液压缸，-

个安全销液压缸。锚定销液压缸用于插拔销，而锚定销拔出后，为防止其意外掉落，需要用安全销将其固定。该系统的工作原理如下：

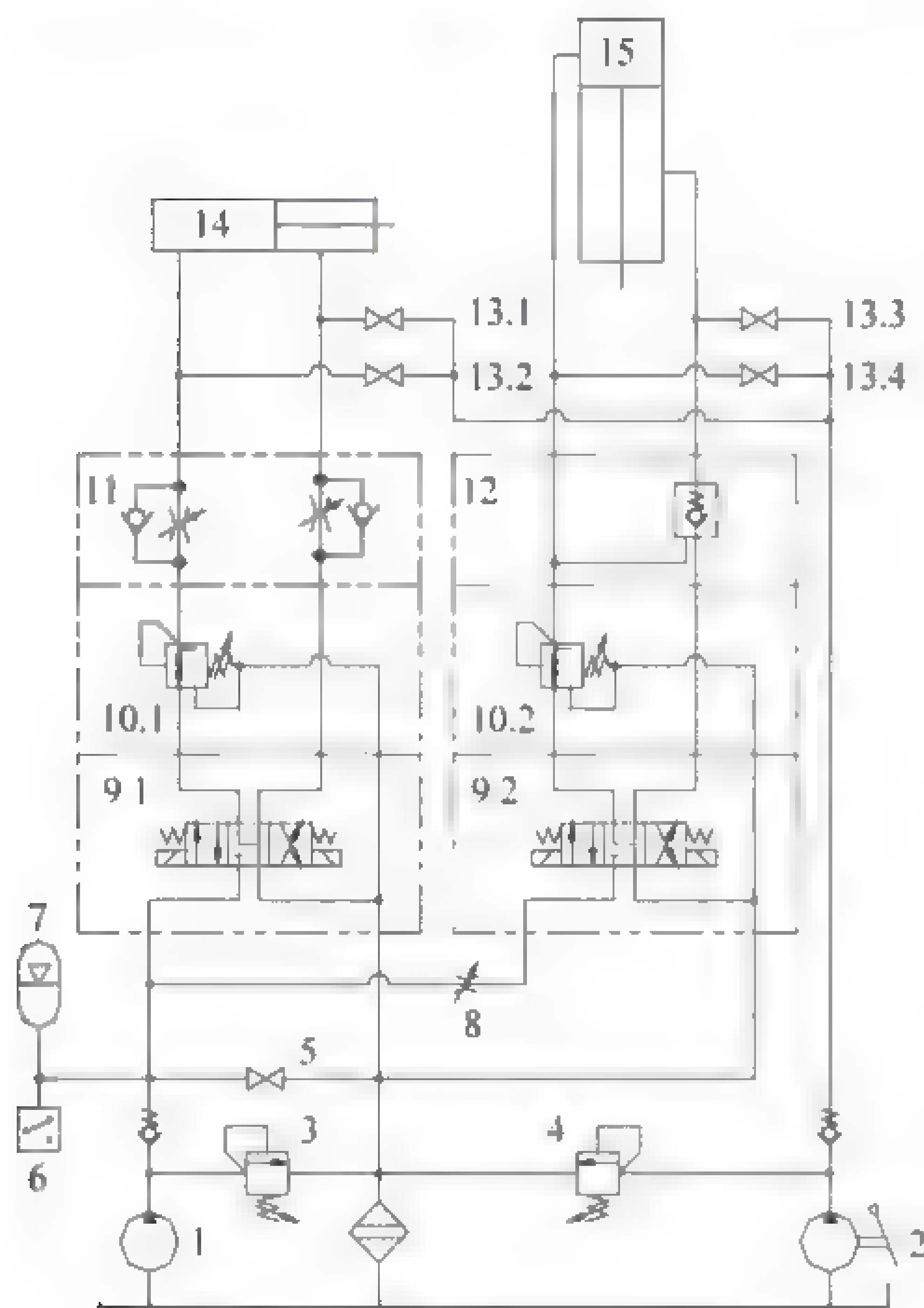


图 3-87　锚定装置液压系统

1—主液压泵；2—手动泵；3—主液压泵溢流阀；4—手动泵溢流阀；5—蓄能器泄压截止阀；6—蓄能器压力继电器；7—蓄能器；8—节流阀；9—电磁换向阀；10—减压阀；11—单向节流阀；12—液控单向阀；13—截止阀；14—安全销液压缸；15—锚定销液压缸

当锚定销需要插入时，先将安全销液压缸14拔出，然后将锚定销液压缸15伸出。其控制方式如下：首先将控制安全销液压缸14的电磁换向阀9.1切换到右位，使安全销液压缸14缩回，然后将控制锚定销液压缸15的电磁换向阀9.2切换到左位，锚定销液压缸15伸出。

当锚定销需要拔出时，先将锚定销液压缸15缩回，然后将安全销液压缸14伸出。其控制方式如下：首先将控制锚定销液压缸15的电磁换向阀9.2切换到右位，锚定销液压缸15缩回，然后将控制安全销液压缸14的电磁换向阀9.1切换到左位，使安全销液压缸14伸出。

该系统中，单向节流阀11的作用是使安全销液压缸14缓慢平稳动作，节流阀8使锚定销液压缸15的动作速度可控。当系统断电并且蓄能器压力油完全释放时，可以利用手动泵2进行应急操作，使锚定销液压缸15插销或者拔销，并通过截止阀5将蓄能器高压油释放掉。

2. 液压设备和元件

浮式起重机的液压系统是否可靠、合理、经济，是选择液压元器件的考虑要素。

浮式起重机的液压设备和元件的选择应当满足船级社的要求，具体可查阅各船级社的相关规范。下文将对部分主要元件作简单介绍。

1）油箱

油箱在液压系统中的主要功能是：储存供系统工作循环所需的油量；散发系统工作过程中产生的一部分热量；促进油液中的空气分离及消除泡沫；为系统提供元件的安装位置。

(1) 油箱的类型

按油箱液面是否与大气相通，可分为开式油箱和闭式油箱。一般情况采用开式油箱，闭式油箱用于水下作业或者油箱处于翻转运动之中(为防止油液被倒出，必须采用闭式油箱)。电力驱动浮式起重机的液压系统一般采用开式油箱。

按油箱的形状可分为矩形油箱和圆筒形油箱。容量较大的适合采用圆筒形油箱，因电驱动浮吊液压系统流量较小，故适合采用矩形油箱。

按液压泵组与油箱相对安装位置不同可分为上置式、下置式、旁置式三种。电驱浮吊一般采用上置式。

(2) 油箱容量

油箱容量一般按照下述方法确定。

对于采用闭式泵的闭式系统，因系统中的流量主要在闭式回路中循环，进入油箱进行交换的仅仅是补油流量以及从闭式回路中释出的热油，所以按补油量考虑油箱大小。

对于采用开式泵的系统，油箱容量的计算步骤如下：

首先估算油箱有效容积为

$$V = \alpha q \tag{3-24}$$

则实际容积为

$$V_s = \frac{V}{0.8} \tag{3-25}$$

式中：α——经验系数，低压（$p\leqslant 6.3$MPa）取3，中压（6.3MPa$<p\leqslant$21MPa）取5，高压（21MPa$<p\leqslant$40MPa）取8；

q——液压泵输出流量，L/min；

V——有效容积，L；

V_s——实际容积，L。

系统发热功率为

$$P_L = P_p(1-\eta_p\eta_c\eta_m) \tag{3-26}$$

式中：P_L——系统发热功率，W；

P_p——液压泵总输入功率，W；

η_p——泵的效率；

η_c——液压回路的效率；

η_m——执行元件的效率，液压泵取0.95。

计算油箱散热面积为

$$A = 0.065V^{3/2} \tag{3-27}$$

则油箱散热功率为

$$P_{散热} = kA\Delta t \tag{3-28}$$

式中：$P_{散热}$——油箱散热功率，W；

k——油箱散热系数，W/(m²·K)，通风很差时$k=8\sim9$，通风良好时$k=15$，用风扇冷却时$k=23$，用循环水强制冷却时$k\approx 110\sim174$；

Δt——允许温度与环境温度之差，℃；

A——油箱散热面积，m²。

最后比较P_L与$P_{散热}$的大小。若$P_L>P_{散热}$，则需加大油箱容积或增加冷却器。

2）液压泵

常用的液压泵有齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等。

齿轮泵的结构简单，工艺性好，体积小，重量轻，维护方便，使用寿命长，但工作压力较低，流量脉动和压力脉动较大，如果高压下不采用端面补偿，其容积效率将明显下降。

叶片泵结构紧凑，外形尺寸小，运动平稳，流量均匀，噪声小，寿命长，但与齿轮泵相比，对油液污染较敏感，结构较复杂。

柱塞泵精度高，密封性能好，工作压力高，得到广泛应用。但其结构比较复杂，制造精度高，价格贵，对油液污染敏感。

螺杆泵是一种特殊形式的齿轮泵，其特点是：结构简单，重量轻；流量及压力的脉动小，输送均匀，无紊流，无搅动，很少产生气泡；工作可靠，噪声小，运转平稳性比齿轮泵和叶片泵高，容积效率高，吸入扬程高。但加工较难，不能改变流量。

液压泵的主要参数有压力、流量、转速、效率。在固定的设备系统中，为了保证液压系统的正常运转和泵的使用寿命，一般将正常工作压力设置为泵的额定压力的80%，对可靠性要求较高的系统，可设定为60%。

对于电驱浮式起重机液压系统，因系统流量较小，一般采用齿轮泵。

液压泵理论输出流量为

$$Q = \frac{nV}{1000} \tag{3-29}$$

式中：n——液压泵的转速，r/min；

V——液压泵的排量，mL/r。

则液压泵的实际输出流量为

$$Q_s = Q\eta \tag{3-30}$$

式中：Q——液压泵理论输出流量，L/min；

η——液压泵的容积效率，齿轮泵0.6～0.8，叶片泵0.7～0.8，柱塞泵0.8～0.85。

3）电动机

电动机一般采用船用电动机，并配置加热器使电动机保持干燥。电动机功率可按下式计算：

$$P = \frac{pQ_s}{60\eta} \tag{3-31}$$

式中：p——液压泵输出压力，MPa。

4）液压缸

液压缸可分为单作用液压缸、双作用液压缸、组合液压缸、摆动液压缸等。浮式起重机常用的是单作用液压缸。

液压缸活塞杆的材质，根据工作环境的不同，有不同的选取。常用的材质为碳钢并且表面镀铬，也有采用不锈钢并作陶瓷镀层。浮式起重机上，常采用不锈钢活塞杆。在选用液压缸时，一般应考虑的参数有：公称压力、液压缸内径、活塞杆直径。

液压缸需要的流量可按下式计算：

$$Q = \frac{60vA}{1000} \tag{3-32}$$

式中：v——液压缸运动速度，m/s；

A——作用面积，mm^2。

单作用液压缸理论推力和拉力分别为

$$F_1 = A_1 p_1 \quad (3\text{-}33)$$

$$F_2 = A_2 p_2 \quad (3\text{-}34)$$

$$F_3 = (A_1 - A_2) p \quad (3\text{-}35)$$

式中：A_1——液压缸后腔（无杆腔）活塞面积，mm^2；

A_2——液压缸前腔（有杆腔）环形面积（后腔面积减去活塞杆面积），mm^2；

p_1——液压缸后腔工作压力，MPa；

p_2——液压缸前腔工作压力，MPa；

p——液压缸连通的两腔的工作压力，MPa；

F_1——液压缸推力，N；

F_2——液压缸拉力，N；

F_3——差动推力，N。

液压缸输出功率为

$$P = Fv \quad (3\text{-}36)$$

式中：F——液压缸对外负载的力，kN。

5）液压控制阀

液压控制阀是液压系统中的控制元件，用来控制液压系统中流体的压力、流量及流动方向，从而满足各类执行元件的不同执行动作的要求。

按照用途，可将液压控制阀分为三类：压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀。压力控制阀包括溢流阀、顺序阀、减压阀、压力继电器等；流量控制阀包括节流阀、调速阀、溢流节流阀、分流-集流阀等；方向控制阀包括单向阀、各类换向阀、截止阀等。

液压控制阀按照安装形式，还可以分为板式、插装式、叠加式、管式。

6）蓄能器

蓄能器按其作用于工作液的物质不同，一般分为充气式、重锤式和弹簧式等。充气式可分为隔离式和直接接触式，隔离式又分为囊式蓄能器、活塞式蓄能器以及差动活塞式蓄能器。

在浮式起重机的液压系统中，一般采用囊式蓄能器作为执行机构的动力源，放出高压油驱动制动器液压缸、棘爪液压缸、锚定销液压缸，然后液压泵对蓄能器进行补油。

绝热情况下蓄能器放油补油的计算公式如下：

$$\Delta V = VP_0^{1/n}[(1/P_1)^{1/n} - (1/P_2)^{1/n}] \quad (3\text{-}37)$$

式中：P_0——充气压力，bar，取 $0.8P_2$；

P_1——高工作压力，bar；

P_2——低工作压力，bar；

n——指数，取1.4；

V——蓄能器容积，L；

ΔV——从高压力到低压力所放出的油的容积，L。

7）加热器

在寒冷的作业环境中，为保证液压系统的正常工作，一般应当配置加热器。当环境温度低于设定值时，液压系统工作之前必须先启动加热器，同时启动主泵，使系统作空载低压循环。系统边加热边循环，可使油温快速上升，并且防止电加热器附近区域的局部过热。当油温达到+30℃或者其他设定值时，加热器停止工作，此时系统允许主泵带重载（高压）工作。

加热器的发热能力可按下式估算：

$$N \geqslant C_p \rho V \Delta t / T \quad (3\text{-}38)$$

式中：C_p——油（矿物油）的比热，J/(kg·℃)，取 C_p=1680～2094J/(kg·℃)；

ρ——油的密度，kg/m^3，取 $\rho=900kg/m^3$；

V——油箱内油液体积，m^3；

Δt——油加热后温升，℃；

T——加热时间，s。

则电加热器的功率为

$$P = \frac{N}{860\eta} \quad (3\text{-}39)$$

式中：η——热效率，取 η=0.6～0.8；

N——加热器发热能力，W。

8）液压管路

液压管路分为硬管和软管。硬管的成本较低，更换周期长，压力损失小，因此常采用；而软管只用于连接移动的设备或者有较大振动的工作场所。

硬管一般可分为无缝钢管、铜管、铝合金

管、不锈钢管。铜管中紫铜管只能用于压力较低的场合，黄铜管可用于较高压力场合，但不易弯曲，且铜管成本较高，所以较少采用；铝合金管重量较轻，一般用于航空液压系统；不锈钢管维护较方便，外观光亮美观，但成本较高，一般用户指定时才会使用。在液压系统中应用最多的是无缝钢管，其耐压能力高，性价比高。

无缝钢管的选择，需要根据钢管的屈服强度、抗拉强度以及实际工作时钢管中额定的工作压力进行计算，确定其满足压力要求。

另外，若液压硬管管路未冲洗或未按正确的方法进行冲洗，管路中残留的污垢和杂质，会给设备留下故障隐患。而软管因其长度较短，并且切割软管时不会产生固体颗粒，采用气弹枪进行简单的清洁处理即可。

液压管道的内径、壁厚以及冲洗流量，可按照下述公式计算求得。

(1) 管路内径

$$d = 20\sqrt{\frac{Q}{6\pi v}} \tag{3-40}$$

式中：Q——流经管路的流量，L/min；

v—流体的流速，m/s；

(2) 金属油管壁厚

$$\delta = \delta_0 + b + c \tag{3-41}$$

基本计算壁厚为

$$\delta_0 = pD/(2[\sigma]e + p) \tag{3-42}$$

弯曲附加余量为

$$b = 0.4D\delta_0/R \tag{3-43}$$

式中：c——腐蚀余量，mm，液压管取 0.3mm；

p——设计压力，MPa；

D——钢管外径，mm；

$[\sigma]$——钢管许用应力，MPa；

e——焊接有效系数，电阻焊或高频焊取 1；

R——平均弯曲半径，mm，$R \geqslant 3D$。

(3) 冲洗要求

船舶行业按雷诺数 $Re > 4000$ 来计算冲洗流量 Q，计算公式为

$$Q = (\pi/4)d^2 v \times 60/1000 \tag{3-44}$$

$$v = Re \times \nu/(1000d) \tag{3-45}$$

式中：Re——雷诺数，取 4000；

ν——液压油运动黏度，mm^2/s；

D——钢管内径，mm；

v—油液在管道中的流速，m/s。

3.3 固定臂架式浮式起重机

固定臂架式浮式起重机主要由结构、机构、控制系统以及专门用途的附件组成。顾名思义，与全回转浮式起重机相比，固定臂架式浮式起重机不具备回转功能，钢结构相对而言要简单很多。

3.3.1 金属结构

为控制重量、船体尺度，降低配套船体的综合成本，金属结构较多地采用高强度钢。

1. 典型的结构形式

固定臂架式浮式起重机的结构相对于全回转浮式起重较为简单，其金属结构主要由臂架系统、人字架系统和铰点支座等几个部件组成。

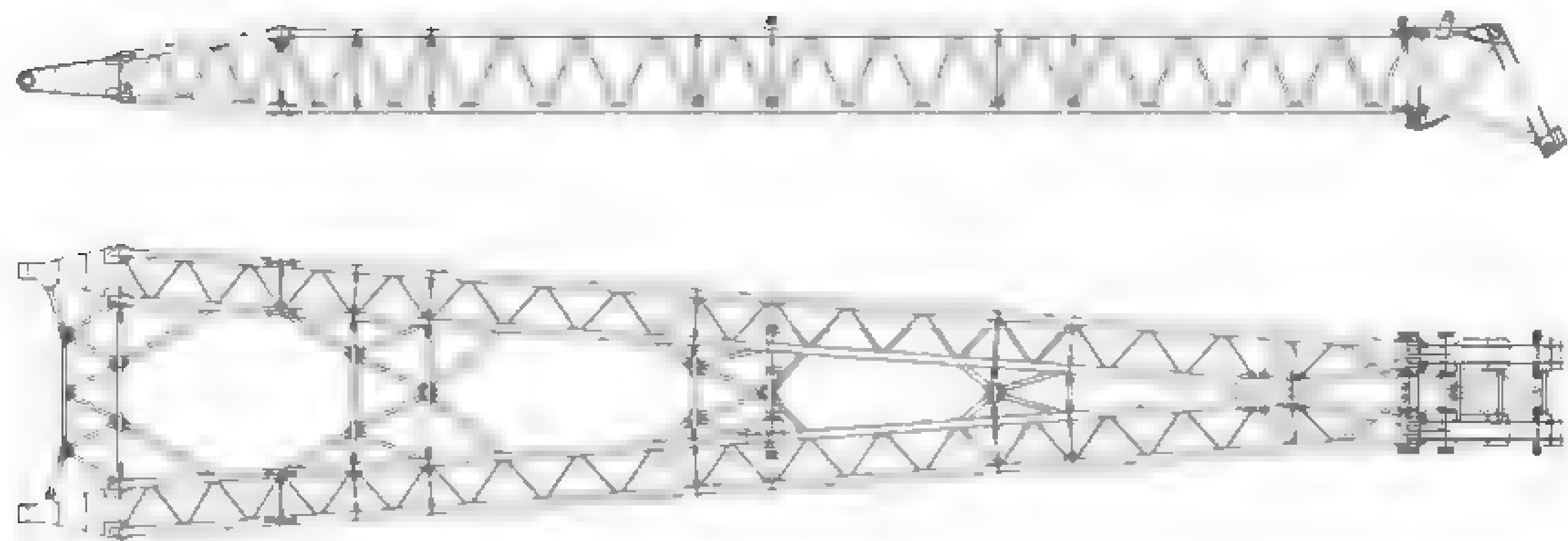
臂架是浮式起重机的主要工作构件，一般有实体式、桁架式两种。人字架系统的人字架一般也分为两种，一种是实腹式，另一种是二力杆式，二力杆式包括前压杆和后拉杆。

1) 臂架系统

在功能和构造上，固定臂架式浮式起重机的臂架与全回转浮式起重机基本相同；3.2.1 节中，对臂架结构作了详细的介绍。但固定臂架式浮式起重机的铰点位置低，同时为了满足起升高度和工作幅度的要求，臂架通常较长，重心位置较高。当船舶倾斜及摇摆时，会有较大的惯性力作用到臂架上，同时也会对整机的稳性产生影响。因此臂架在结构形式选取上，一般采用桁架式结构，以减小结构自重。常用的臂架结构形式有八弦杆形式(见图 3-88)和六弦杆形式(见图 3-89)等。

2) 人字架系统

固定臂架式浮式起重机的臂架和人字架 -



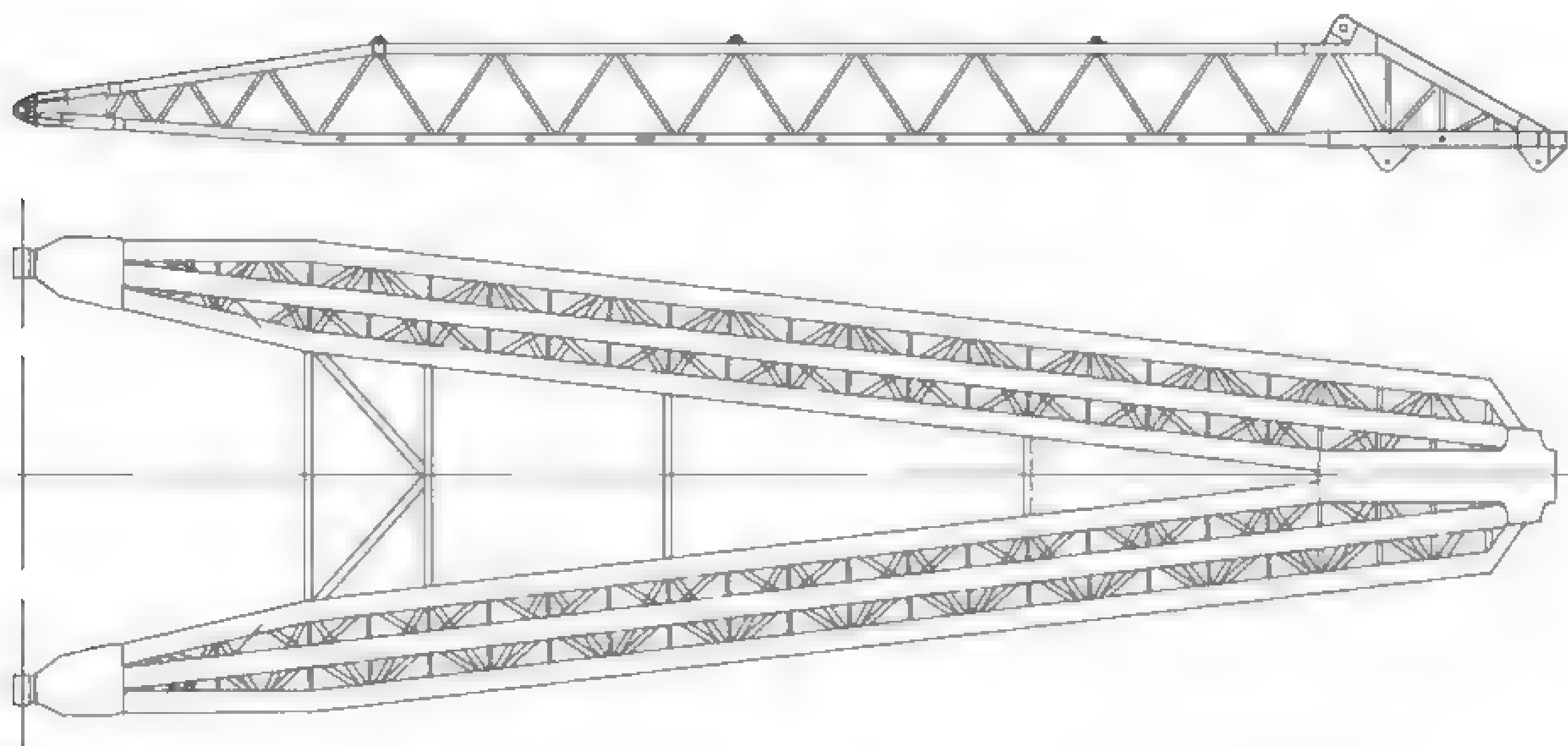


图 3-88　八弦杆桁架式臂架

图 3-89　六弦杆桁架式臂架

般分别位于船体的两端，因此空间相对充裕。从经济的角度考虑，固定臂架式浮式起重机的人字架多为二力杆式，并且压杆和拉杆的跨距较大。图 3-90 和图 3-91 所示为两种典型的人字架形式，适用于固定臂架式浮式起重机；前者为固定式，后者为可缩放式。

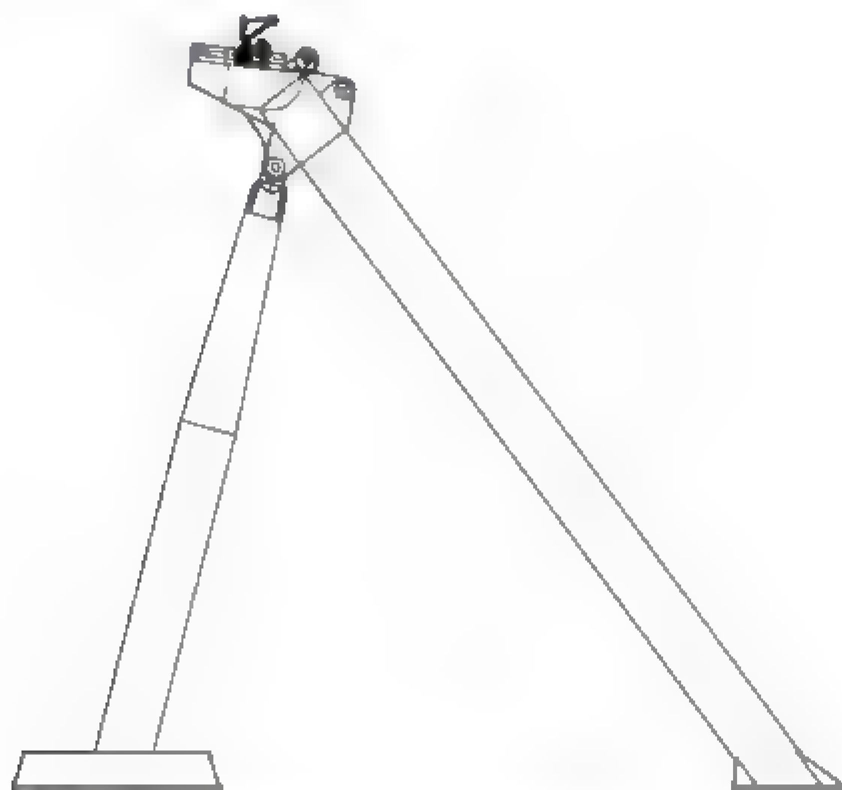


图 3-90　固定式人字架



图 3-91　可缩放式人字架

3）铰点支座

固定臂架式浮式起重机的铰点支座（简称铰座）起到连接臂架和船体的作用。臂架通过销轴与铰座连接，并且在臂架变幅平面内沿着铰轴灵活转动。作用在臂架上的力通过铰座被安全地传递到船体结构上。因此，设计时须充分考虑铰座的强度、刚度。图 3-92 所示为典型的铰座示意图。

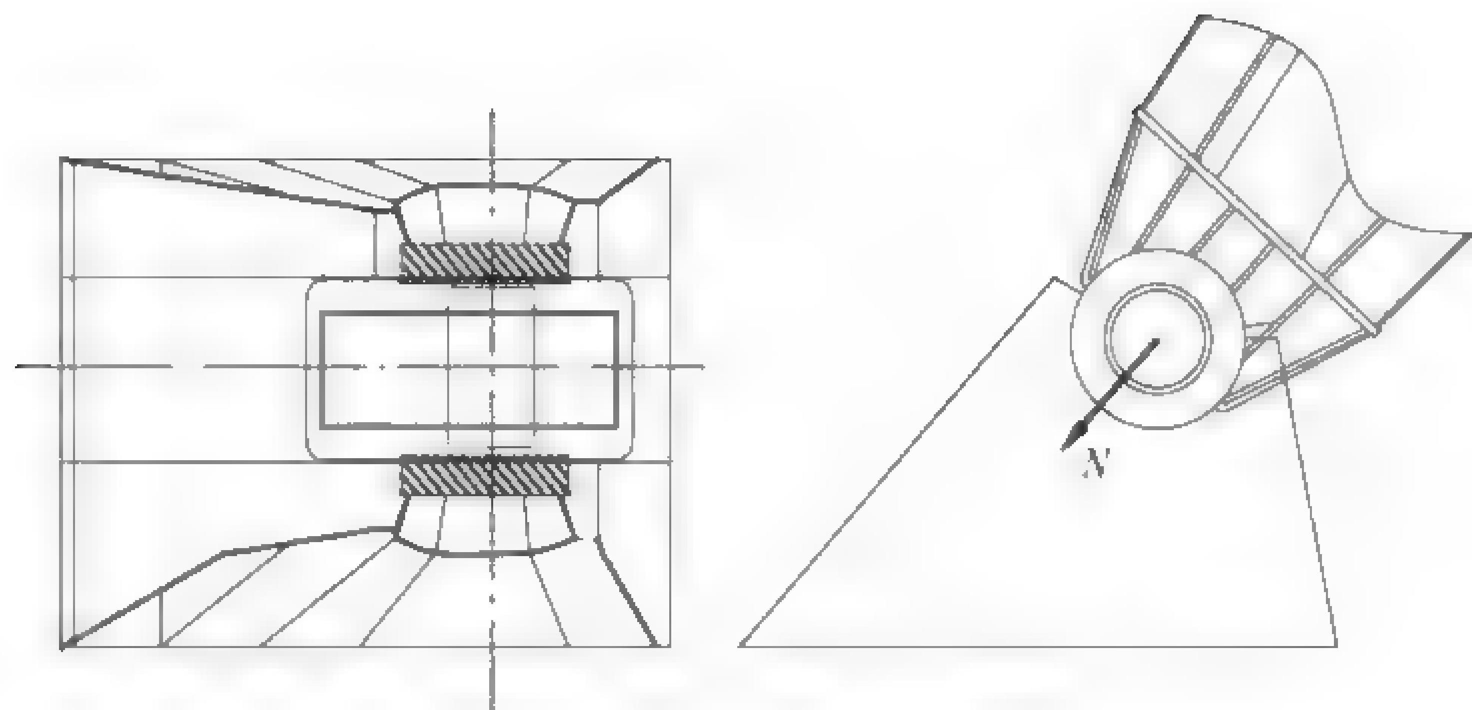


图 3.92 典型铰点支座

2. 载荷与载荷组合

与全回转浮式起重机相同，固定臂架式浮式起重机在设计之前，需要明确其工作工况、非工作工况（包括维修工况、拖航工况、锚定工况等），并且确定各种工况下的载荷。具体可参见 3.2 节中相关内容。

3.3.2 工作机构

大型浮式起重机一般通过绞车机构收放钢丝绳实现吊钩的垂直运动和臂架的变幅动作。绞车机构与吊钩之间通过钢丝绳缠绕系统，实现驱动链的关联。

1. 大型绞车机构

固定臂架式浮式起重机上常见的绞车机构有：起升绞车机构、变幅绞车机构、辅助类绞车机构等。此类绞车机构，形式基本与全回转式浮式起重机上的相同；可参见 3.2 节中相关内容。

2. 缠绕系统

可参见 3.2 节中相关内容。

3.3.3 辅助装置

大型固定臂架式浮式起重机实现正常的作业和维护必须辅以各种附属装置。由于固定臂架式浮式起重机功能相对简单，不同于全回转浮式起重机，其附属功能装置相对较少，此处不作介绍。

3.3.4 电气系统

参见 3.2 节中相关内容。

3.3.5 液压系统

参见 3.2 节中相关内容。

3.4 浮趸式桥式起重机

虽然浮趸式桥式起重机从安装依附形式上属于浮式起重机，但它和其他浮式起重机（固定臂架式浮式起重机和全回转臂架式浮式起重机）在结构形式和工作范围上的差异较大；如果单从结构形式上划分，浮趸式桥式起重机更接近岸边集装箱起重机或者岸边散货装卸起重机。基于以上原因，本节专门对浮趸式桥式起重机从定义到用途再到典型案例进行详尽的介绍和阐述。

3.4.1 概述

1. 定义

浮趸式桥式起重机（floating bridge crane），顾名思义，是指安装在浮趸（趸船）上的桥式起重机。根据具体作业情况，有以下几种机型：浮式桥式抓斗卸船机、浮式桥式集装箱起重机（浮式装卸桥）、双悬臂桥式起重机、浮式桥式装船机。

2. 用途

随着海运集装箱的迅速发展和超大型集装箱船舶投入使用，原本非常现代化的集装箱枢纽港口也可能存在不适应这种发展的情况。为适应发展需要，一些国际集装箱运输专家和

咨询、研究机构提出了海上活动浮式集装箱码头的设想，并认为这是国际贸易不断发展、集装箱运量不断攀升的经济、灵活、可靠、环保的集装箱港口建设战略。上海振华重工（集团）股份有限公司也研究出了浮式装卸作业平台方案，该方案将多台岸桥安装在一个大型浮式平台上，实现集装箱船的两舷作业，作业效率可达 300 TEU/h 以上。

另一方面，内河港区由于水位落差较大，岸壁式码头无法停靠船舶，难以进行装卸作业。为解决这个问题，一些港口采用浮式码头，将作业效率更高的桥式起重机安装在船上，成为浮趸式桥式起重机。这种机型非常适于斜坡式码头的装卸作业，配合斜坡式码头缆车或带式输送机，可以将货物直接送到堆场。

3. 机型特点

(1) 浮趸式桥式起重机与臂架式浮式起重机分别采用“定船移机”与“定机移船”的作业工艺方式，前者作业效率更高，但投资更大。

(2) 设有大、小车运行机构。大、小车的运行和重物的升降动作会引起趸船船体的倾斜，因此对起重机和船舶的稳定性要求很高。通过采取合理的总体布置，优化整机结构，增加防倾覆大车运行机构等措施，使之满足稳性要求。

(3) 设计中要考虑船舶倾斜时位能变化产生的爬坡阻力和运行打滑，以及移动载荷对趸船结构和稳性的影响。

(4) 设有必要的安全装置，必须满足起重机相关设计规范和船检相关规范的要求。

(5) 由于是浮式设备，可以移动到其他码头进行作业。

3.4.2　国内现有案例

上海港为满足大型海运船舶进入内陆河港的需要，利用减载平台在河口外对其实施减载，如“新双峰号”减载平台。在“新双峰号”减载平台上铺设轨道，安装桥式抓斗卸船机、装船机、带式输送机等装卸设备，以满足大型海运船舶减载作业需要。

贵州省赤水河流域资源十分丰富，但由于赤水河航道等级低、通航条件差、通航船舶小。合江港根据需要建造了一台 5t 浮式双悬臂桥式起重机，满足江心靠泊、过驳、卸载、减载的装卸作业工艺要求。

武钢工业港码头地处长江中游，为满足散料矿石的卸船作业，建造了浮式码头。在“钢港 2 号”浮吊船上装有两台 800t/h 桥式抓斗卸船机，能够满足 1000～6900t 散货船的卸船作业，同时通过后方带式输送机可以直接将货物输送到指定货场。

1. 上海港“新双峰号”减载平台

“新双峰号”是一艘 11.95 万吨集航行、散货减载作业于一体的海上减载作业平台，见图 3-93。



图 3-93　“新双峰号”减载平台

1) 构造形式及特点

在主甲板上货舱区域配置有散货装卸系统，整个装卸系统由 2 台 32t 悬臂桥式抓斗卸船机和 2 台悬臂带式装船机（其中一台带分料尾车），以及围绕货舱区域的 4 台带式输送机组成。

该设备具有以下主要特点：

(1) 可实现大型海船减载，使其减小吃水深度后能够驶入长江。

(2) 由大型海船改造成海上平台，装卸工艺复杂，能适应不同船型及货流装卸需要。

(3) 为满足减载船靠离泊的要求，在船舶靠离、自航或台风期间，桥式抓斗卸船机的前大梁能自行分开回转回收；作业时，前大梁再自行伸出回转合拢，这在现有国内桥式抓斗卸

船机中属首创。

(4) 装船机是专为减载平台设计研制的供装船作业的一种具有移动回转、伸缩等功能的高效连续装船机，适用于10000～50000t级海轮。

2) 装卸工艺流程

如图3-94所示，装卸作业可完成以下几种工艺流程：

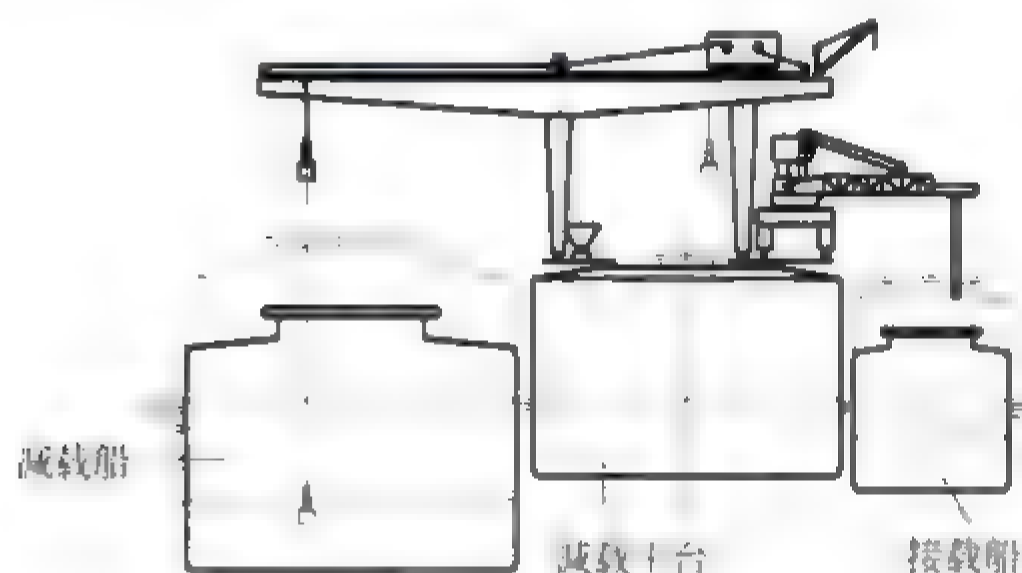


图3-94　减载平台工艺流程图

(1) 减载船、接载船直取流程：减载船→卸船机→带式输送机→装船机→接载船。

(2) 减载船、平台货舱舱储流程：减载船→卸船机→带式输送机→装船机→平台货舱。

(3) 平台货舱、接载船流程：平台货舱→卸船机→带式输送机→装船机→接载船。

3) 卸船机主要技术性能

额定生产率：1100t/h

最大生产率：1320t/h

额定起重量：32t

前伸距：33.384m

内伸距：20m

轨距：24.144m

起升高度：

轨面以上：8.4m

轨面以下：26.9m

工作速度

抓斗起升：120m/min

小车行走：170m/min

前大梁回转角度：180°

装机总容量：1210kW

4) 装船机主要技术性能

装船机为2台悬臂带式输送机，具有回转、变幅、运行工作机构(其中任意两种机构可同时工作)。散货由带式输送机经分料尾车输送至2台装船机。

装船能力：每台1400t/h

装船机大车轨距：6.864m

最大伸距：23.386m(舷外20m)

伸臂俯仰角：≥±(6°～10°)(向下为负)

伸臂回转范围：舷外150°，舷内45°

伸臂回转速度：3(°)/s

大车运行速度：6m/min

2. 赤水河5t浮式双悬臂桥式起重机

图3-95所示为位于贵州赤水河码头的5t浮式双悬臂桥式起重机。



图3-95　5t浮式双悬臂桥式起重机

1) 构造形式及特点

内河5t浮式双悬臂桥式起重机采用桥架式结构，基本沿趸船纵轴对称布置。起重机主要工作机构的驱动装置集中布置在机器房内，有利于整机平衡。主要工作机构均采用自重最小的钢丝绳牵引驱动方式，结构上不安装驱动装置。起升绕绳系统采用特殊设计的缠绕方式，小车沿大梁轨道运行时，起吊货物只作水平移动。起重机主梁采用工字形带小箱形截面形式，小车在主梁内运行。大车运行轨道沿趸船纵向布置，每侧轨道支承梁上布置正、反向轨道，分别支承运行车轮和防倾覆反滚轮。

5t浮式双悬臂桥式起重机是为赤水河及内河大水位差码头推出的一种新型实用机型。

该机型具有以下显著特点：

（1）根据内河大水位差码头的装卸作业特点设计的在趸船上移动的双悬臂桥式起重机，可满足内河大水位差条件下的装卸作业需要。

（2）研制了适用于浮趸上行走的起重机大车运行驱动的销齿传动系统、上下轨道布置方式、支承轮与反滚轮组合的防倾翻台车装置。

（3）该机不设机上司机室，首次在内河起重机上研制并使用遥控操纵系统。操作人员可携带遥控操纵箱，选择方便的操作位置进行作业，提高了操作的安全性。

2）装卸工艺

如图3-96所示，5t双悬臂浮趸式桥式起重机具有以下三种装卸功能：

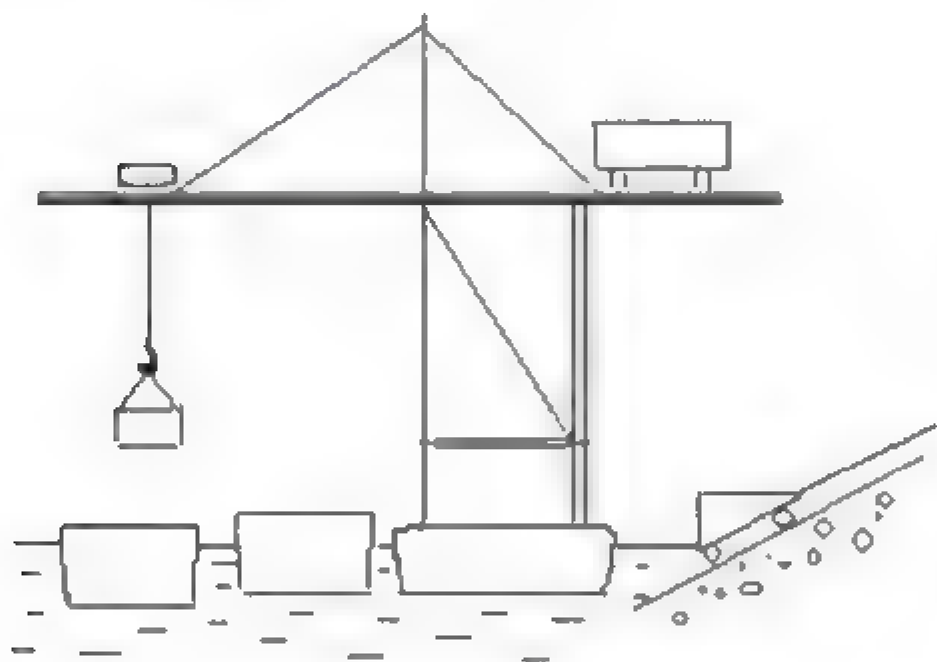


图3-96 5t浮式双悬臂桥式起重机装卸工艺图

（1）利用斜坡式装卸缆车，运输货物进出舱，过驳。

（2）靠江心侧悬臂较长，可跨越一艘300t级驳船，对靠泊在外侧的另一艘300t级驳船进行件杂货物的装卸作业。

（3）靠岸侧悬臂较短，但足以对斜坡式缆车进行件杂货物的装卸作业。起重机大车沿趸船纵向运行，扩大了作业范围并设置趸船货舱，可方便快捷地存储货物。

3）主要技术参数

整机工作级别：A6

额定起重量：5t

起升高度（甲板面上）：10m

下降深度（甲板面下）：5m

趸船型宽：11.8m

前伸距：17.1m

后伸距：5.1m

起重机质量：48t

起升速度：40.8m/min

小车运行速度：43.7m/min

大车运行速度：14.9m/min

大臂俯仰时间：5min

3. 武钢工业港"钢港2号"浮吊船

由长江船舶设计院为武钢工业港码头设计的"钢港2号"浮吊船，是一种高效、环保、安全、经济的新型散货装卸设备，相比岸壁式码头投资节省很多，在内河水位落差较大的码头具有广泛的推广价值。"钢港2号"浮吊船如图3-97所示。

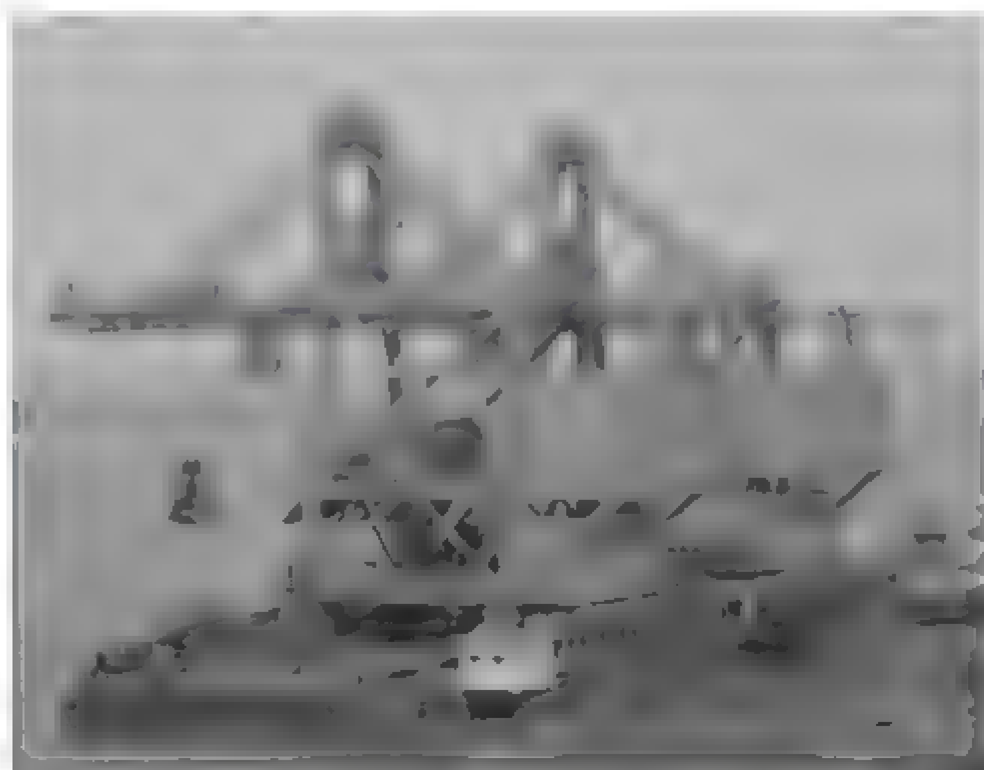


图3-97 "钢港2号"浮吊船

1）构造形式及特点

武钢工业港"钢港2号"浮吊船上安装两台800t/h桥式抓斗卸船机，使用20t四索抓斗进行散料卸船作业。作业对象船型为1000～5000t散货驳船。

单机外形同岸上桥式抓斗卸船机类似，结构由前后大梁、门框、拉杆等组成，起升和小车运行机构采用四驱动行星差动减速器，大车能在趸船上纵向轨道上行走，采用全变频控制，能够手动和自动进行作业。

浮趸式卸船机与岸上卸船机相比，具有以下特点：

（1）作业不受水位落差的影响，货物能够直接送至后方堆场，运营成本低。

（2）两台桥式抓斗卸船机安装在一艘趸船上，采用"定船移机"的方式，能够对大型散货

船进行作业，工作效率高。

(3) 大车设有安全装置。由于船舶有纵横倾，大车运行时，车轮轮缘与轨道不可避免地要长期摩擦，这样既易损坏车轮，又增大了大车运行阻力，从而增加了运行功率和维护成本，因此该机大车运行机构设置了双向约束的水平车轮装置。由于船舶的横倾，水上作业时，在突发意外情况下，存在桥式抓斗卸船机横向倾覆的可能，因此在横向方向还必须增设防倾翻的双向安全钩。由于船舶的纵倾，卸船机在工作时除了大车主动车轮和从动车轮分别设制动器和轮边制动器外，沿大车轨道方向还设置了能及时将大车锁定的钢缆锁定二级保护装置，该装置可与大车运行机构联锁动作，确保在工作状态下桥式抓斗卸船机不会沿大车运行轨道滑动。大车运行时，锁定装置自动打开；大车停止运行时，锁定装置自动锁死。

(4) 设有防风锚定和防风系缆装置。考虑非工作状态下的稳性和安全性，浮趸式卸船机在对称于轨道的前后门架的运行机构车架上设有防风锚定和防风系缆装置。遇大风报警后，应及时将卸船机运行至趸船的锚定坑位置，用锁销将锚定板与锚定座固定，同时系好防风系缆装置。

(5) 司机室和小车也设有锚定装置，防止溜滑。

(6) 整机的安全联锁控制保护措施齐全，两台卸船机之间有防碰撞保护，确保双机能够同时安全地对同一艘船舶进行卸载作业。

2) 装卸工艺

两台800t/h浮趸式桥式抓斗卸船机共用轨道安装在一艘趸船上，卸船机的抓斗由船上抓取矿石后，卸至机上锥形料斗，通过料斗出料口的供料输送机和出料输送机，送至趸船岸侧甲板上的固定式带式输送机，然后经钢引桥上的带式输送机系统运至堆场，如图3-98所示。

3) 主要参数

生产率：额定800t/h，最大900t/h

起重量：20t

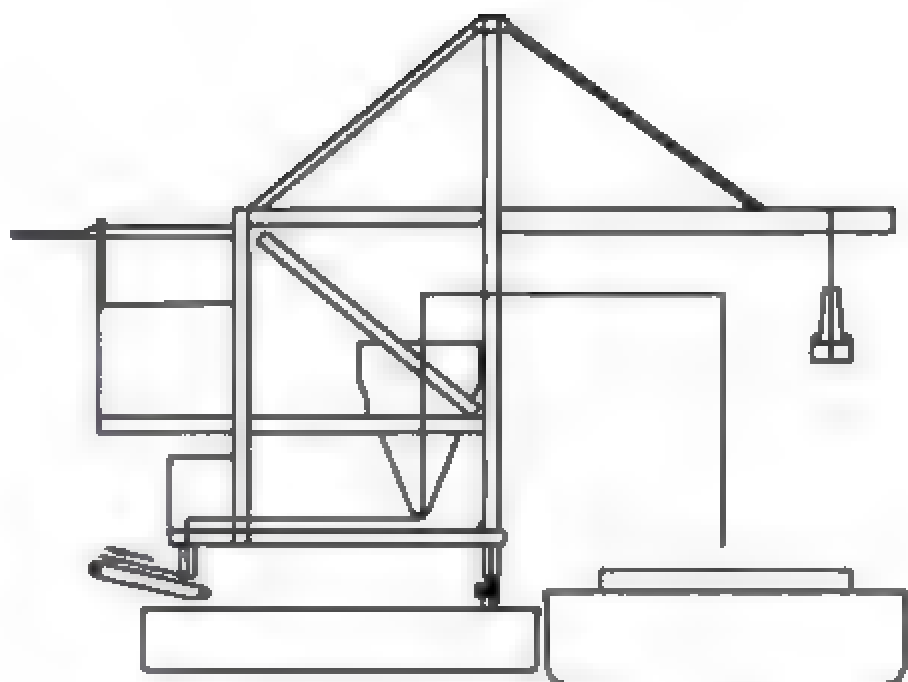


图3-98 "钢港2号"装卸工艺图

抓斗：四索重型双颚板式

轨距×基距：14m×12m

起升高度：轨上13m，轨下10m(抓斗底部高度)

抓斗伸距：江侧轨前19m，江侧轨后10m

司机室伸距：江侧轨前15m，江侧轨后10m

前大梁仰起角度：0°～82°

行走轮数：4×8个，ϕ500mm

最大轮压：工作时250kN

设计风速：工作时18m/s，非工作时44m/s

使用电源：三相三线10kV，50Hz

工作速度：

起升、闭合：65～100m/min

小车运行：100～150m/min

大车运行：15m/min

司机室运行：20m/min

俯仰机构：6min/单程

电缆收放距离：65m

3.4.3 设计计算

浮趸式桥式起重机的结构基本类似，下面以浮趸式桥式抓斗卸船机为例，分别介绍总体计算、机构计算、金属结构计算。计算时的载荷有：起升载荷、自重载荷、机构运行惯性载荷、船舶摇摆载荷(计算时考虑起升系数φ_h、作业系数φ_B)、风载荷、货物偏摆力、坡度载荷。

1. 总体计算

1) 主要性能参数及设计条件

额定生产率：W(t/h)

额定起重量(包括抓斗自重)：Q(t)

轨距：B(m)

基距：L(m)

前伸距(江/海/舷侧轨道中心算起)：L_1(m)

内伸距(江/海/舷侧轨道中心算起)：L_2(m)

工作状态最大风压：

Ⅰ类风压为：q_{I}(MPa)

Ⅱ类风压为：q_{II}(MPa)

非工作状态最大风压：

Ⅲ类风压为：q_{III}(MPa)

船舶倾角：工作状态，横倾 θ_h(°)，纵倾 θ_z(°)

非工作状态，横倾 θ_{h1}(°)，纵倾 θ_{z1}(°)

一类偏摆角：α_1，二类偏摆角：α_2

2）风力计算

工作时：前大梁水平安装，q_{II}(MPa)

非工作时：前大梁仰起，q_{III}(MPa)

3）轮压和稳性计算

轮压是起重机的重要参数，是起重机运行机构车轮装置设计和打滑验算的依据，也是轨道、起重机支承结构及水工结构设计的原始依据。通常采用均衡装置，每个车轮的垂直压力基本相等。稳性是指起重机在自重和外力作用下抵抗翻倒的能力。浮式设备轮压和稳性计算时特别要注意船舶纵横倾的影响，大车应设置安全钩。典型计算工况见表3-6。

2．机构计算

桥式抓斗卸船机的主要机构有：起升机构、大车运行机构、小车运行机构、俯仰机构、司机室运行机构、带式输送机等。为了减轻小车自重，目前桥式抓斗卸船机的起升机构和小车运行机构一般采用四驱动行星差动减速器方案。也有利用先进的电气调速控制技术开发出电差动四卷筒牵引小车卸船机，采用该种设计的钢丝绳缠绕系统更简单，整机自重轻，腿压小。

与岸上桥式抓斗卸船机相比，浮式桥式抓斗卸船机的机构计算方法基本相同，但是由于设备是安装在浮趸上，大、小车运行机构的阻力及电动机功率的计算应考虑船舶横倾阻力和水平轮摩擦阻力。带式输送机的爬坡角计算亦应加上船舶纵横倾角。

3．整机结构的分析计算

卸船机金属结构的设计寿命为25～30年。连续、重复、交变是卸船机的载荷特点，循环作业、工作繁忙和冲击大是卸船机的工作特点。主结构常采用箱形焊接结构，具有较好的抗弯和抗扭特性。可按照总体参数和结构形式，在有限元分析软件中建立分析模型，计算校核。

根据浮趸式桥式抓斗卸船的作业特点，选定了八种典型工况来验算结构的强度和刚度要求。必要时还需进行动刚度和疲劳计算结构强度刚度计算典型工况见图3-99和表3-7。

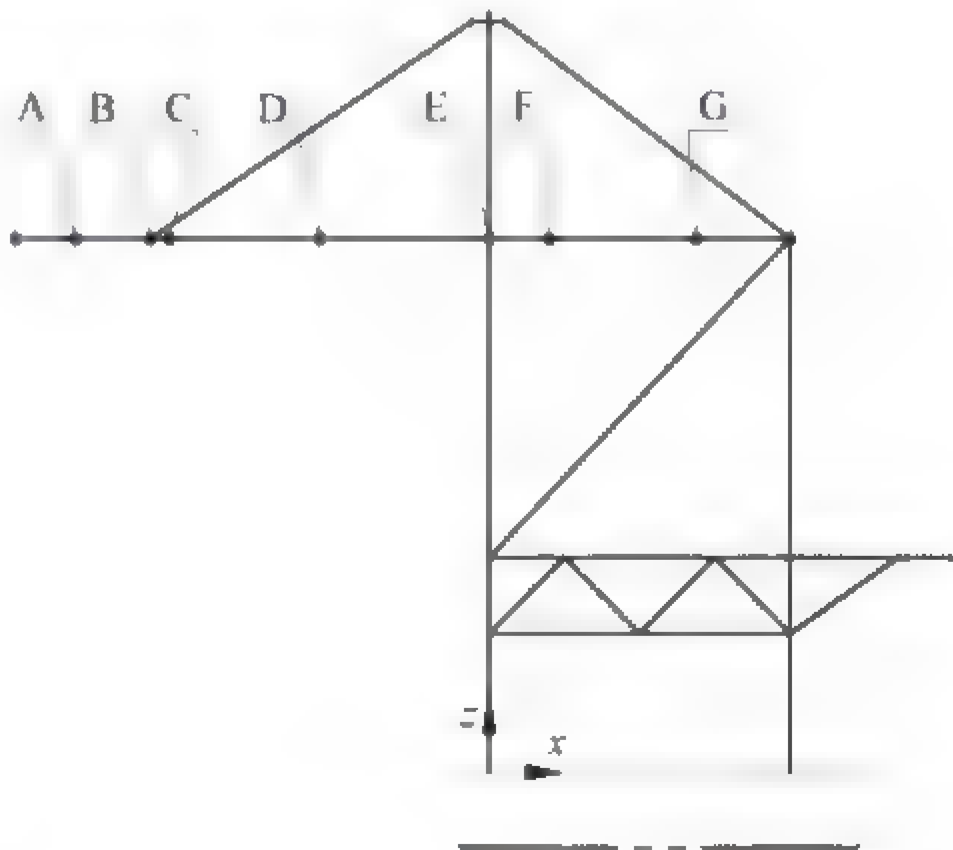


图3-99 小车位置说明图

A—最大外伸距；B—前拉杆拉点；C—司机室最远点；D—拉点与前门架中点；E—前门架与大梁联系横梁处；F—漏斗上方；G—停车点

3.4.4 电气控制

以双800t/h浮趸式桥式抓斗起重机为例，对电气控制部分进行说明。

1．电源部分

整机通过高压挠性电缆上的电缆卷筒向高压开关柜供电。通过10kV/0.4kV干式浇注式变压器提供整机工作电源，送至电源控制柜。

各机构动力电源采用380V/50Hz三相交流电；控制电源采用380V/220V、5kV·A的单相变压器提供并与主回路隔离；用380V/

220V、30kV·A 的三相变压器提供整机固定部分的照明用电和电气室空调用电。

表 3-6 浮式桥式抓斗卸船机轮压和稳性典型工况

工况	风压	风向	料斗货物	小车位置	船舶横倾角	船舶纵倾角	货物偏摆角
1	$q_{Ⅱ}$	顺主梁向前	满载	前伸距	θ_h	θ_z	α_2
2	$q_{Ⅱ}$	顺主梁向后	空斗	料斗上方	θ_h	θ_z	α_2
3	$q_{Ⅱ}$	垂直主梁	满载	前伸距	θ_h	θ_z	α_2
4	$q_{Ⅲ}$	顺主梁向后	空斗	料斗上方	θ_{h1}	θ_{z1}	—
5	$q_{Ⅲ}$	垂直主梁	空斗	料斗上方	θ_{h1}	θ_{z1}	—

表 3-7 结构计算工况

编号	工况说明	备注
Ⅰ	小车位于A，司机室位于C，满斗，考虑 φ_h、φ_d 和结构自重，大车不动，最大工作风速沿小车轨道方向由后向前吹	验算整机强度
Ⅱ	小车和司机室位于D，满斗，考虑 φ_h、φ_d 和结构自重，大车不动，最大工作风速沿小车轨道方向由后向前吹	验算整机强度
Ⅲ	小车和司机室位于F，满斗，考虑 φ_h、φ_d 和结构自重，大车不动，最大工作风速沿小车轨道方向由后向前吹	验算整机强度
Ⅳ	小车和司机室位于F，空斗，考虑 φ_4，大车制动惯性力，小车在 y 方向二类偏摆，结构自重，最大工作风速顺大车轨道方向吹	验算整机强度
Ⅴ	小车位于A，司机室位于C，满斗，不考虑动载荷系数和结构自重	验算整机刚度
Ⅵ	小车和司机室位于D，满斗，不考虑动载荷系数和结构自重	验算整机刚度
Ⅶ	小车和司机室位于F，满斗，不考虑动载荷系数和结构自重	验算整机刚度
Ⅷ	小车和司机室位于F，空斗，大车制动惯性力，小车在 y 方向二类偏摆，不考虑动载荷系数和结构自重	验算整机刚度

注：x—小车运行方向，y—大车运行方向，z—垂直向上。

2. 支持、开闭机构

支持、开闭机构分别由一台交流变频电动机驱动，各自采用一台变频器实现变频调速并带脉冲编码器接口模块，采用矢量控制模式，系统具有足够的调速硬度和良好的低频转矩特性。基频以下实现恒转矩调速，基频以上实现恒功率调速。支持、开闭机构闭环控制的速度反馈采用脉冲编码器。PLC 实时读取变频器的参数，配合主令控制器信号控制变频器的频率及电动机的转速。

3. 小车运行机构

小车运行机构采用变频电动机驱动，用变频器实现变频调速并带脉冲编码器接口，为矢量控制模式。

4. 大车运行机构

由八台电动机驱动，采用变频器实现变频调速，采用开环控制模式。运行机构设置了行走锚定装置、轮边制动器、绳索夹紧装置、防风拉索、防爬铁楔等处的限位。

5. 俯仰机构

俯仰机构采用一台电机驱动，用一台变频器(与小车运行机构共用)进行控制，并设置编码器接口模块，采用矢量控制模式。

6. 其他电气设备

1) 司机室运行

司机室运行由两台电机驱动，采用变频驱动，采用开环控制模式。司机室运行与走道平台门和司机室平台门处的限位开关联锁。

2) 出料、给料带式输送机

出料、给料带式输送机分别由一台鼠笼式交流电机驱动。出料、给料带式输送机与后方带式输送机运行联锁。

3）维修保养电源箱

在起重机机器房、门腿处各设置一副维修保养电源箱，内装AC380V、30A插头、插座一套和AC220V、16A插头、插座一套，供起重机维修保养时使用。每一路电源均设有过载、短路保护和漏电保护。

4）照明箱

在机器房内设置照明控制箱，分别控制前、后大梁下的工作照明、机器房内的照明、大车行车时轨道方向的照明、楼梯走道及房间的照明以及插座电源。司机室照明箱控制司机室内照明和插座电源。

5）通信

装置一套允许机房、地面及前臂梁俯仰操作室和司机室之间同时联系的通信系统。在司机室下部和门架结构的合适部位安装扬声器，电话通信的主机及话筒安装在司机室内。

3.4.5　警报、警告装置

大车四支腿上安装行走声光报警装置。司机室下部安装一台电笛，电笛由司机踩动司机室地面的脚踏开关启响。设置风速测定和警告。梯形架顶部和前臂梁端部均安装两对闪烁型航空警示灯。由工控机、显示器、PLC及智能型触摸屏组成的监控系统作为起重机的管理中心，故障监控及报警采用友好的人-机界面软件进行编程。

3.4.6　技术标准与规范

浮趸式桥式起重机设计、制造、安装、使用、检查与维护等相关技术标准与安全规范见表3-8。

表3-8　浮趸式桥式起重机的技术标准或规范

序号	编　号	标准名称
1	CCS	《船舶与海上设施起重设备规范(2007版)》
2	GB/T 26475—2011	《桥式抓斗卸船机》
3	GB 6067.1—2010	《起重机械　安全规程　第1部分：总则》

第4章

门式起重机和装卸桥

4.1 通用门式起重机

4.1.1 概述

1. 机型特点

门式起重机(也称龙门起重机)是指桥架两端通过两侧支腿、下部横梁和运行装置直接支承在地面轨道上的桥架型起重机,如图4-1所示。若桥架一侧支承在高架建筑物(厂房墙壁或专用桥墩)轨道上,另一侧通过支腿支承在地面轨道上,则称为半门式起重机,如图4-2所示。另外,还有一侧支腿固定,另一侧支腿沿地面圆形轨道回转的径向回转门式起重机,如图4-3所示。

门式起重机可认为是带支腿的桥式起重机。直立于地面轨道上的高大支腿支承着带有外伸悬臂的桥架,形成具有门形框架特征的金属结构。整机直接沿地面轨道行走,而带有防雨罩的起重小车在桥架上横向运行,形成横跨地面轨道的立体服役空间。为避免支腿在地面行走时伤人,大车运行速度一般不超过60m/min,同时还应装设防风装置(夹轨器等)以抵抗大风吹袭。为扩大作业区域面积,同时又改善主梁受力状态、降低桥架自重,门式起重机多将主梁从支腿处向外延伸一定长度形成悬臂结构,起重小车通过外伸悬臂,可便捷地完成船舶、火车、汽车等运输工具上货物的装卸或转运工作。

门式起重机具有结构简单、制造方便、运行速度快、装卸效率高、作业范围大、货位场地利用率好、适应面广、通用性强、安全性高、自重轻、经济性好、使用广泛等特点,从而成为装卸搬运装备中的主力机型。

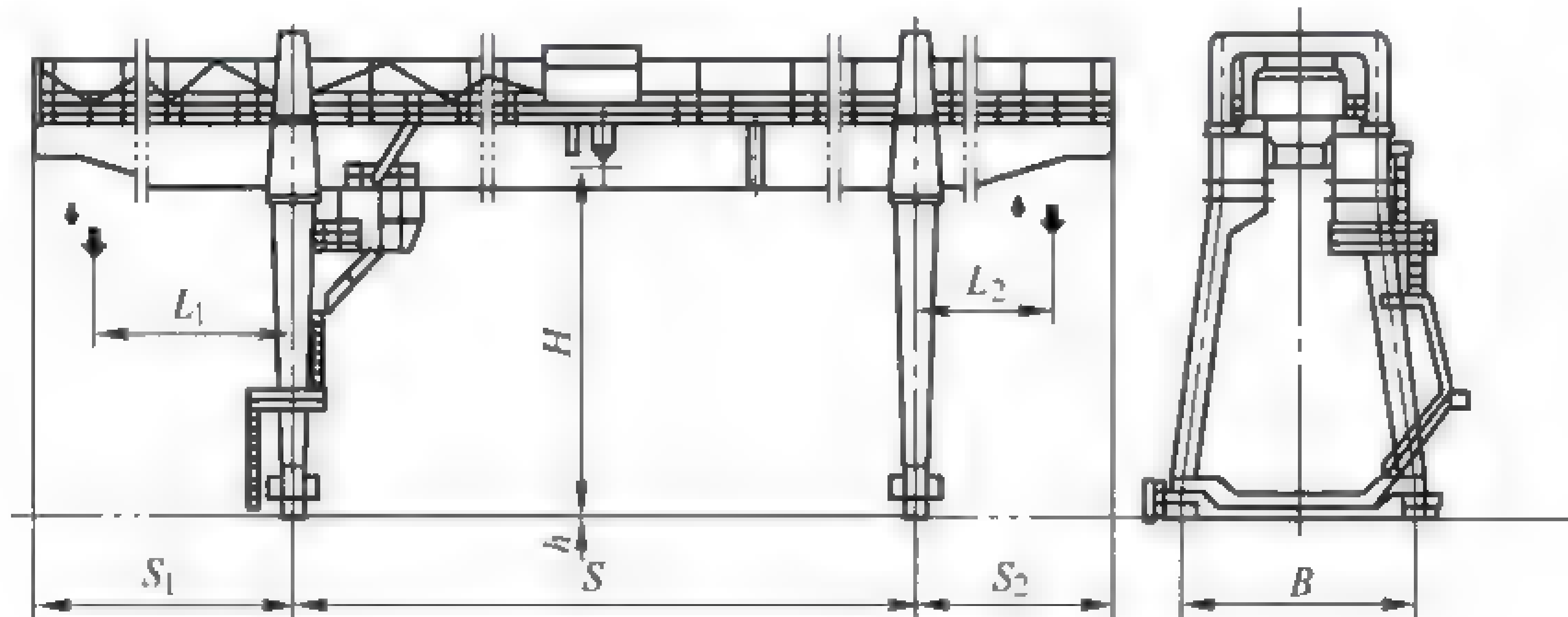


图4-1 门式起重机

S—轨距;B—基距;S_1、S_2—主梁两端最大伸距;L_1、L_2—主梁两端有效工作伸距;H—起升高度;h—下降深度

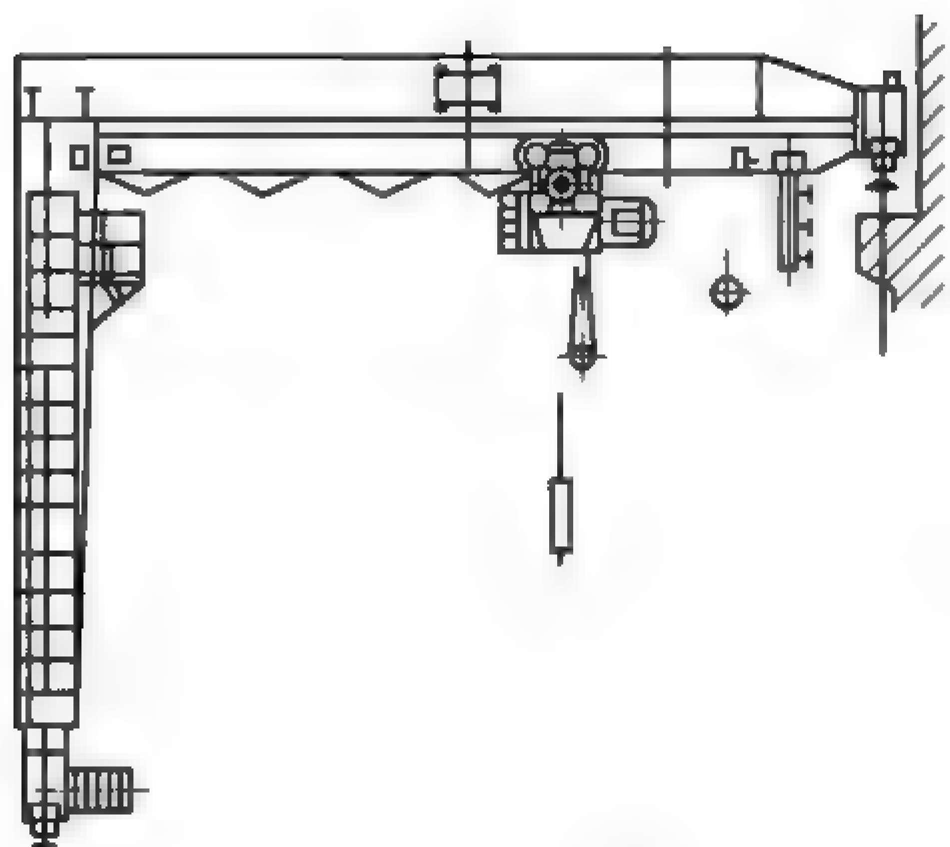


图 4-2 半门式起重机

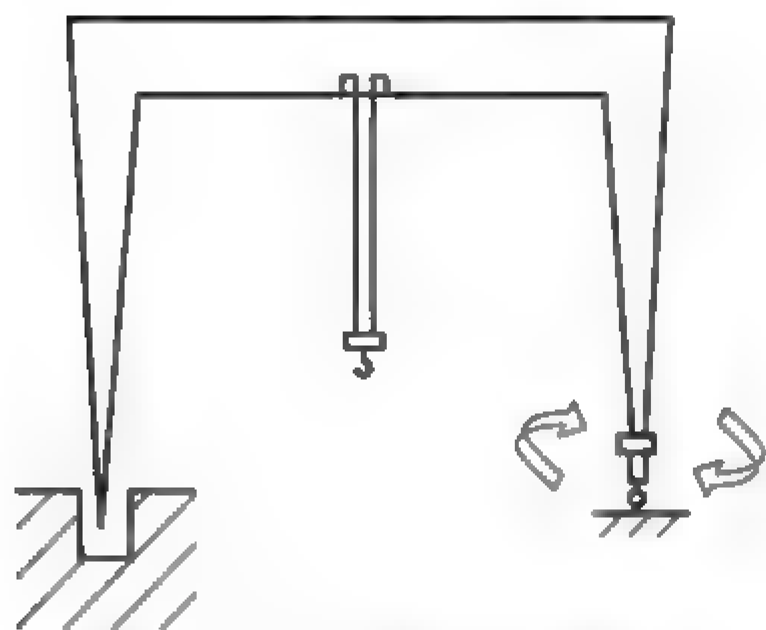


图 4-3 径向回转门式起重机

2. 应用范围

由于门式起重机自身具有支腿和悬臂结构，与桥式起重机相比，避免了固定桥墩（栈桥）占地多、造价高的缺陷，充分提高了场地面积的利用率，且货物吊运和换装方便，从而为装卸搬运笨重和大长件货物、大批量物品、大宗散状物料等提供了基础条件。另外，门式起重机与臂架类起重机相比，在整机稳定性（抗倾覆能力）、装卸能力、使用等级、安全可靠性等方面占有更多的优势。因此，门式起重机广泛使用于货场（散料场）、堆场、港口码头、船台等露天装卸搬运作业场合，尤其在高效率装卸大批量物品或笨重大长件货物等方面具有独特优势。

门式起重机按其应用场合及用途，一般可分为通用门式起重机和专用门式起重机，后者包括装卸桥、造船门式起重机、水电站门式起重机等。

3. 现状与发展趋势

门式起重机的特殊构造及优势使其在港口码头、货场堆场（料场）等装卸作业场合得到广泛应用，而且国内起重机械行业也能提供满足用户各种要求的优良产品。随着科学技术和经济的不断发展，国内门式起重机行业在朝着“三化”方向发展（大型化、自动化、集成一体化）、“三性”方面推进（创新性、安全性与人机工效、可靠性）的同时，越来越关注紧凑轻量化、模块化、组合多样性、可维护性、绿色和谐等新型设计理念，并以此为目标开发性能先进、通用性强、性价比高的更新换代产品，以新技术、新产品为基础抢占行业竞争的制高点。

4.1.2 机型分类

通用门式起重机类型繁多，除主要工作参数以外，一般常根据金属结构形式、起重小车、取物装置、操纵方式等进行分类。另外，电动葫芦门式起重机通常也可归属于通用门式起重机。

1. 按照金属结构形式分类

1）按悬臂形式分类

通用门式起重机按照悬臂形式可分为双悬臂式（可不等长）、单悬臂式和无悬臂式等形式。除刚性悬臂外，有时悬臂也可采用铰接式、可伸缩式等构造。

双悬臂门式起重机（见图 4-1）是最常见的一种结构形式，它在结构受力、服役区域和场地面积的有效利用性等方面更为合理；大悬臂时，多采用单拉杆（或双拉杆）构造形式改善其受力状态。单悬臂门式起重机（见图 4-4）、无悬臂门式起重机（见图 4-5）的结构形式往往是

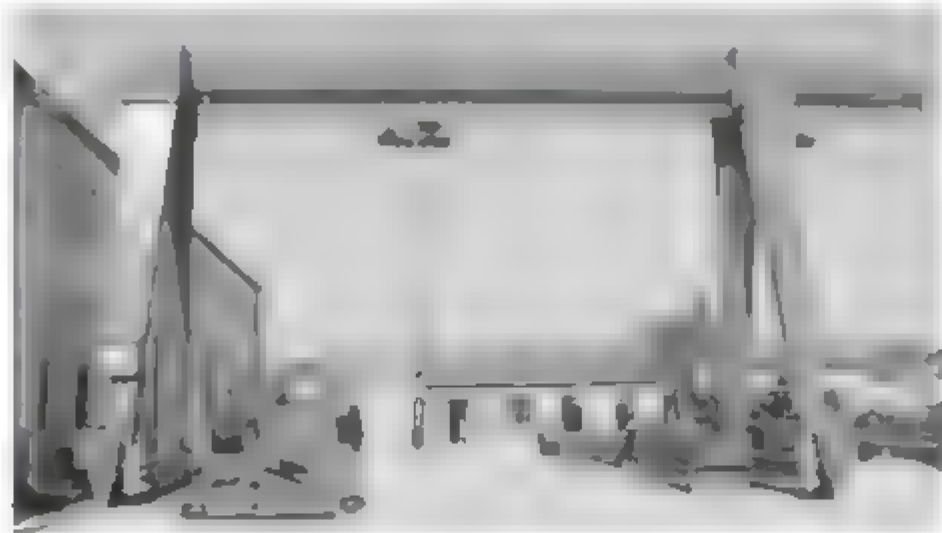


图 4-4 单悬臂电动葫芦门式起重机

由于受到场地限制或为满足特殊搬运需求等形成的。



图 4-5 无悬臂双小车吊钩挂梁门式起重机

2）按照主梁形式分类

通用门式起重机按主梁形式可分为单主梁门式起重机和双主梁门式起重机。

单主梁门式起重机如图 4-4（悬挂葫芦式）、图 4-6（反滚轮起重小车式）所示，由于其支腿和主梁便于形成悬臂构造，故结构形状简单、制造安装方便，且金属结构部分自重较轻。除葫芦式（见图 4-4）以外，其他单主梁门式起重机的主梁多为偏轨箱形梁构造形式（见图 4-6）。与双主梁门式起重机（见图 4-5）相比，偏轨单主梁门式起重机在整体刚度和稳定性等方面稍弱一些，因此，在选型和产品设计时应予以考虑。只有当起重量 $Q \leqslant 50t$、跨度 $S \leqslant 35m$ 时，才可采用此类构造形式。

双主梁门式起重机如图 4-1、图 4-5 所示，双主梁-四支腿-四横梁的构形使其承载能力强、

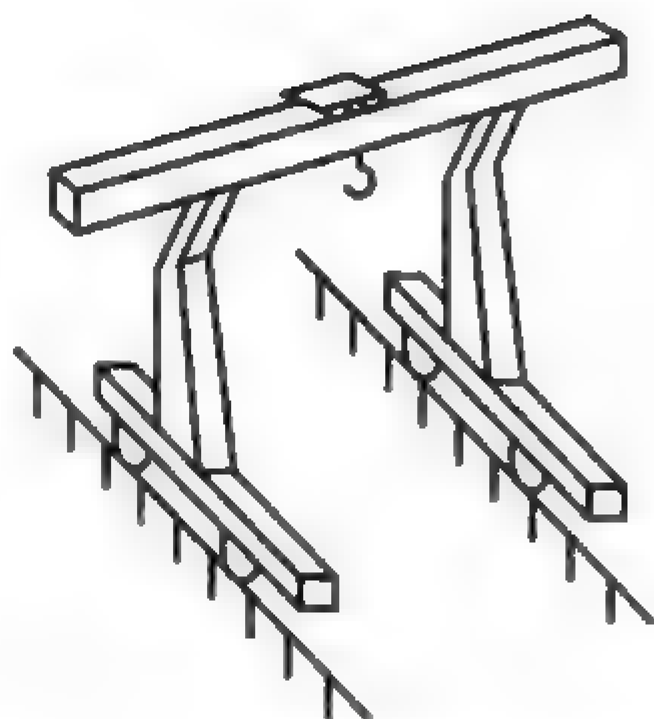


图 4-6 双悬臂偏轨单主梁门式起重机

整体刚度和稳定性好，适合于大起重量、大跨度、频繁工作等场合，故品种多、应用广，但结构形式相对复杂，在整机自重和造价方面比同起重量同跨度的单主梁形式要大和高。另外，根据主梁构造不同，它又可分为箱形主梁和桁架主梁两种形式，目前一般多采用箱形主梁结构。

3）按门架结构形式分类

按照由主梁、支腿、下横梁等部件所形成的门架结构形式不同（从垂直于起重机轨道方向看），单主梁门式起重机又可分为 L 形、C 形、A 形（葫芦式）等类型，如图 4-7 所示。

按照由主梁、支腿、上下横梁（包括马鞍）等部件所形成的门架结构形式不同（从垂直于起重机轨道方向看），双主梁门式起重机又可分为 A 形、U 形、O 形、梯形（无悬臂、无马鞍，见图 4-5）等类型，如图 4-8 所示。

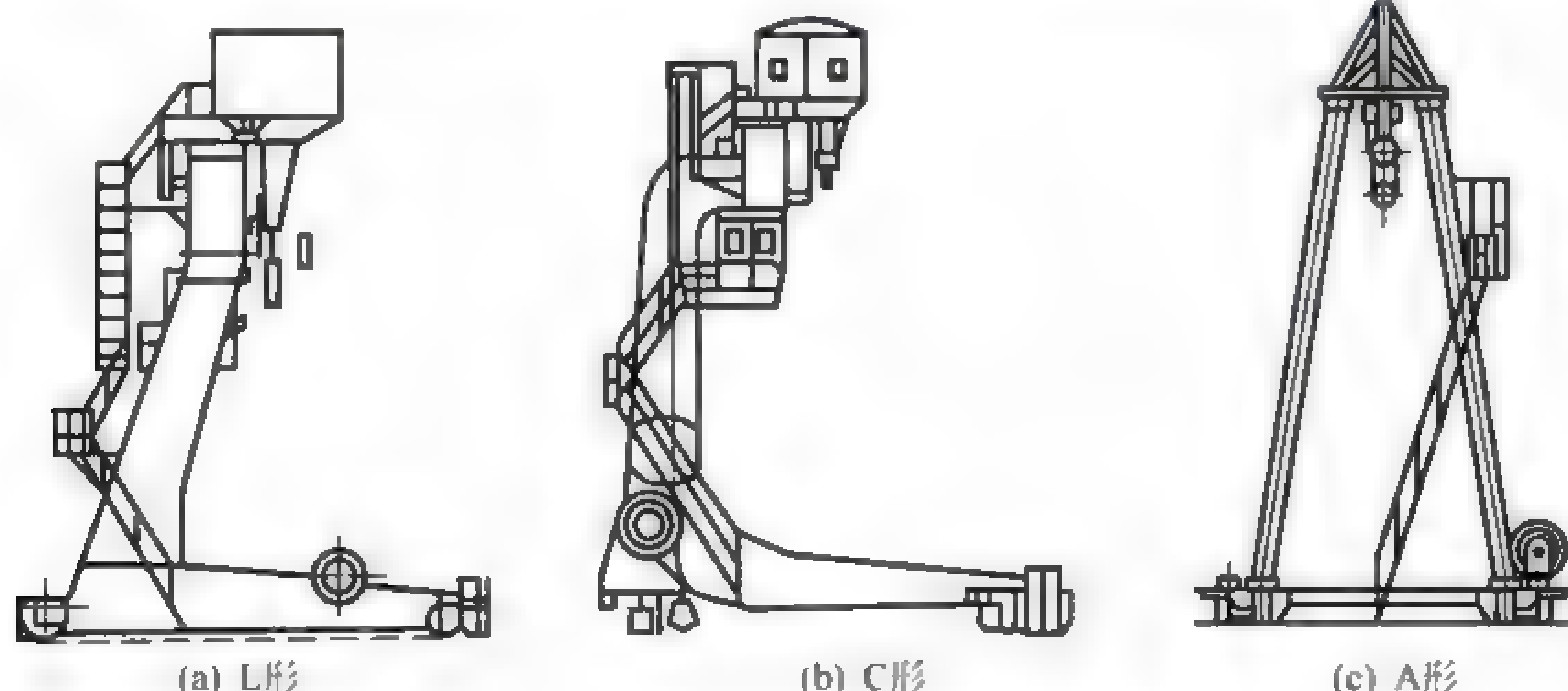


图 4-7 单主梁门式起重机门架结构形式

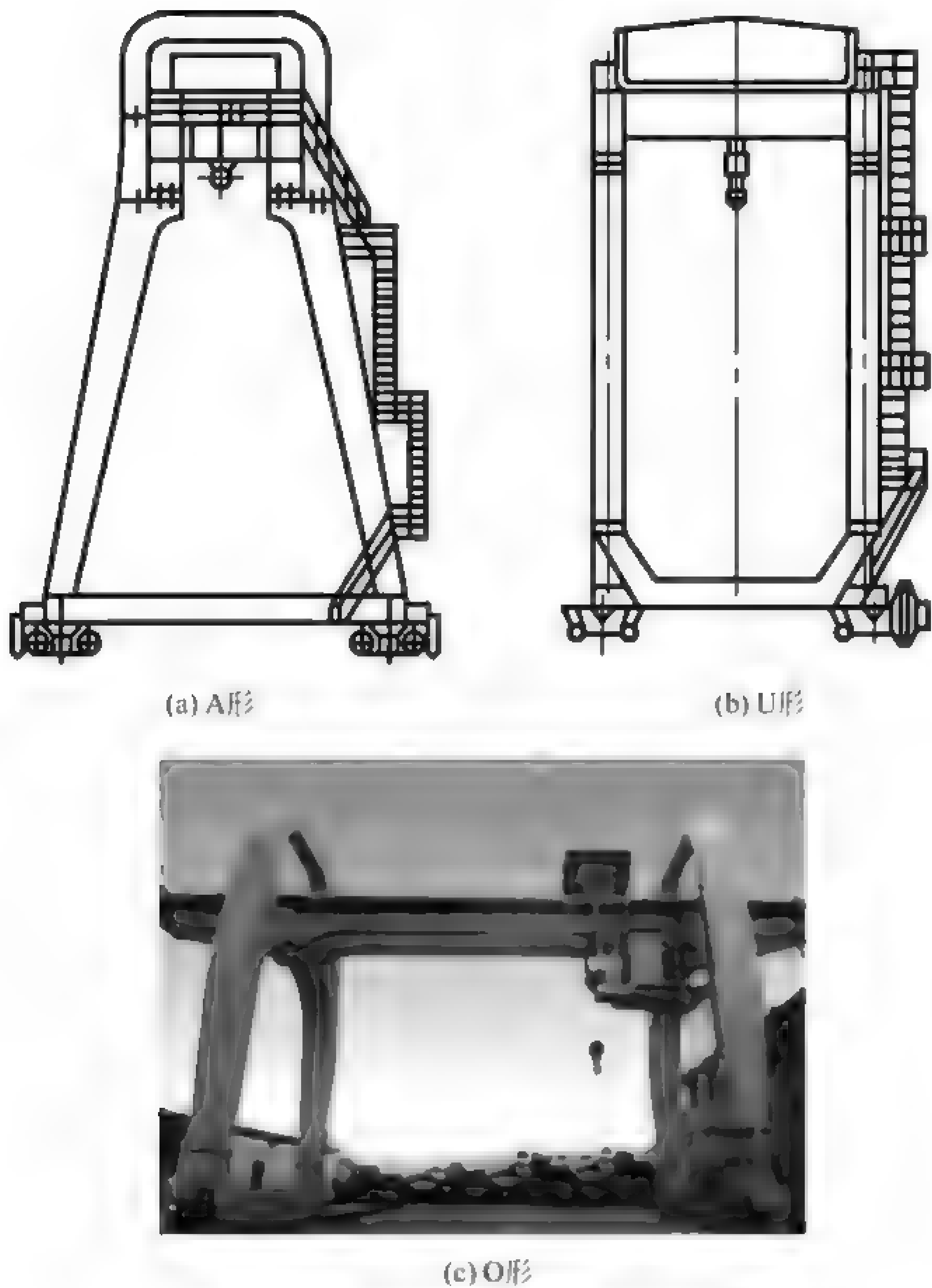


图 4-8　双主梁门式起重机门架结构形式

2. 按照起重小车分类

1）按起重小车形式分类

通用门式起重机按照起重小车形式可分为悬挂型电动葫芦小车式、单梁起重小车式、双梁起重小车式等形式，后者还包括支承型电动葫芦小车。

悬挂型电动葫芦小车（见图 4-2、图 4-4、图 4-9）通常采用运行-起升上下布置的方案，通过单轮缘车轮组及吊板悬挂安装于单梁下方的工字形轨道，车轮踏面多为带弧度圆锥形，从而与轨道（多为工字钢）表面紧密接触。此类方案构造简单，安装方便，但会占用一部分起升净空尺寸，适用于起重能力较小、工作不繁忙的场合。

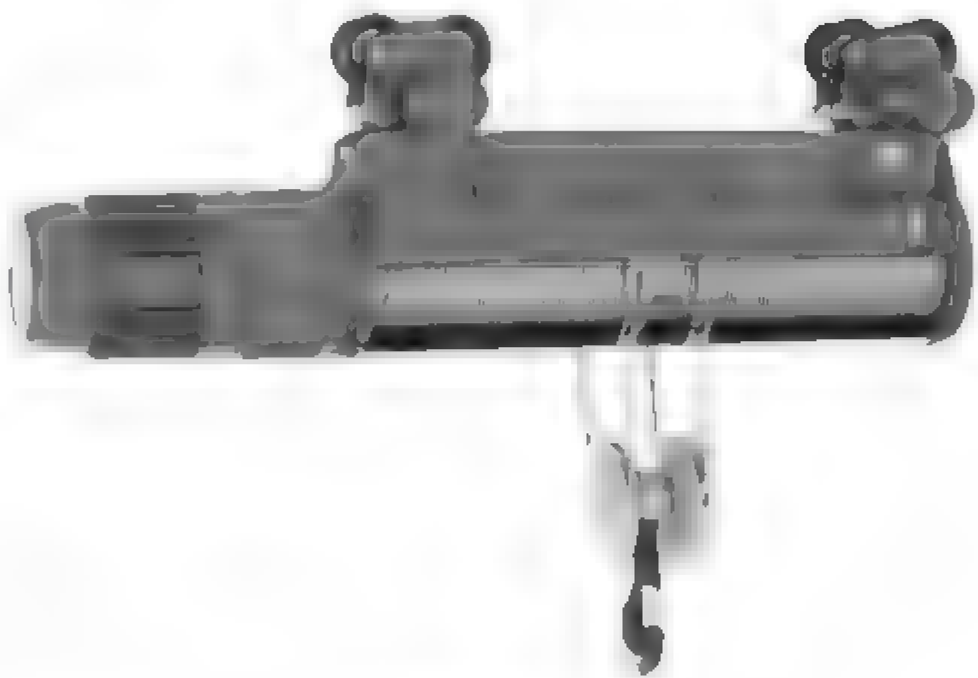


图 4-9　悬挂型电动葫芦小车

双梁起重小车（见图 4-1、图 4-5、图 4-10）是最常见的一种形式，起升机构和小车运行机构布置在带有机器房的小车架上，车体支承通常采用平面内四支点的布置方式，通过车轮组支承于双梁双轨之上，车轮多为单轮缘圆柱形

踏面，常采用1/2主动轮集中驱动。此类方案布置方便，适应性强，应用广泛。

相对于双梁起重小车而言，单梁起重小车在运行轮轨系统的构造及布置上有很大差异。单梁起重小车自重偏心和吊重偏置的构造，使其除了具有主轮轨系统以外，还应专门设置辅助轮轨系统(即反滚轮系统)，并与主轮轨系统围绕箱形主梁形成空间内四点及多点布置，以承受垂直载荷与偏心扭矩载荷的组合作用，从而保持起重小车的稳定性，而主梁也应采用箱形封闭结构。单梁起重小车按辅助轮轨系统的支承特点可分为垂直反滚轮式和水平反滚轮式，如图4-11所示。

单梁起重小车的主轮轨系统通常由水平轴线布置的两个垂直主车轮组，以及单侧水平布置的主轨道(偏轨)、安全钩、水平导向轮等组成。主车轮组及轨道与双梁起重小车的轮轨系统相同，主车轮一般为双轮缘，为了增强导行能力、减小轮缘摩擦阻力，一般还采用无轮缘的水平轮导向装置(此时主车轮也可无轮缘)，如图4-12所示。另外，主轨道两侧及反滚轮旁还应设置安全钩，以防止单梁小车脱轨倾覆而引发事故。

单梁起重小车的辅助轮轨系统主要用来承受偏心倾覆载荷，通常由垂直反滚轮组(或水平反滚轮组)以及方钢轨道等组成。为了保持单梁起重小车的稳定性和运行平稳性，每侧反滚轮组一般会成对设置。反滚轮多采用无轮缘车轮结构，安装在单梁小车垂直反钩臂的悬臂端上或小车反滚轮支腿上。方钢轨道则固定在经过适当加强的主梁盖板下表面或腹板上。反滚轮组和水平导向轮组通常应能通

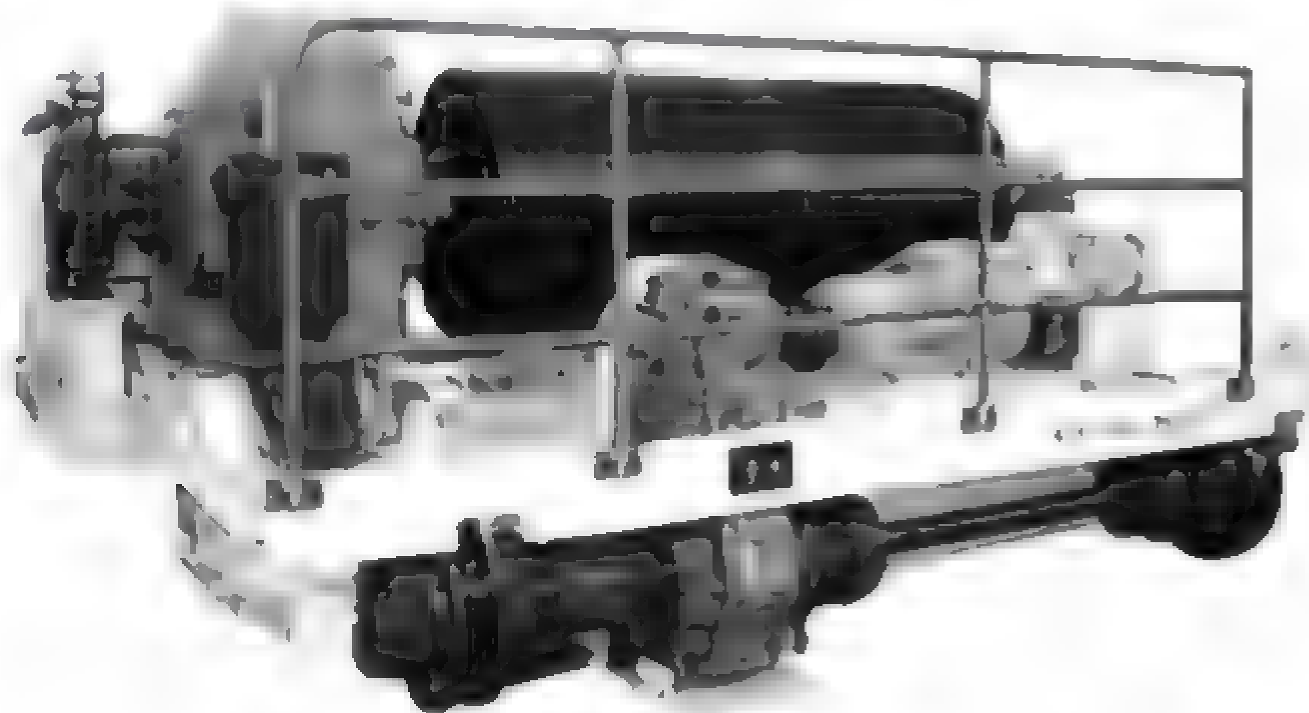
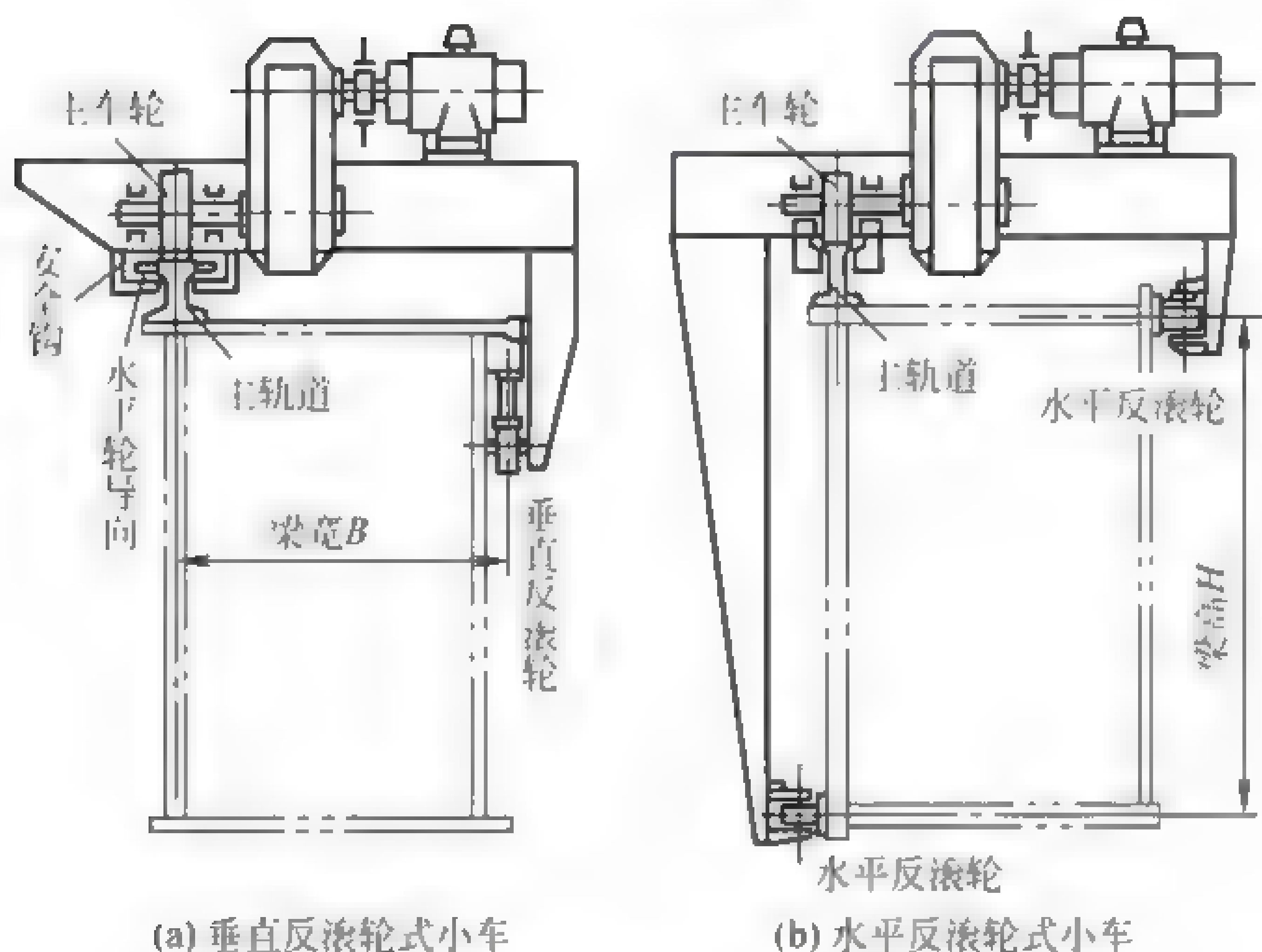


图4-10 双梁起重小车



(a) 垂直反滚轮式小车　(b) 水平反滚轮式小车

图4-11 单梁起重小车简图

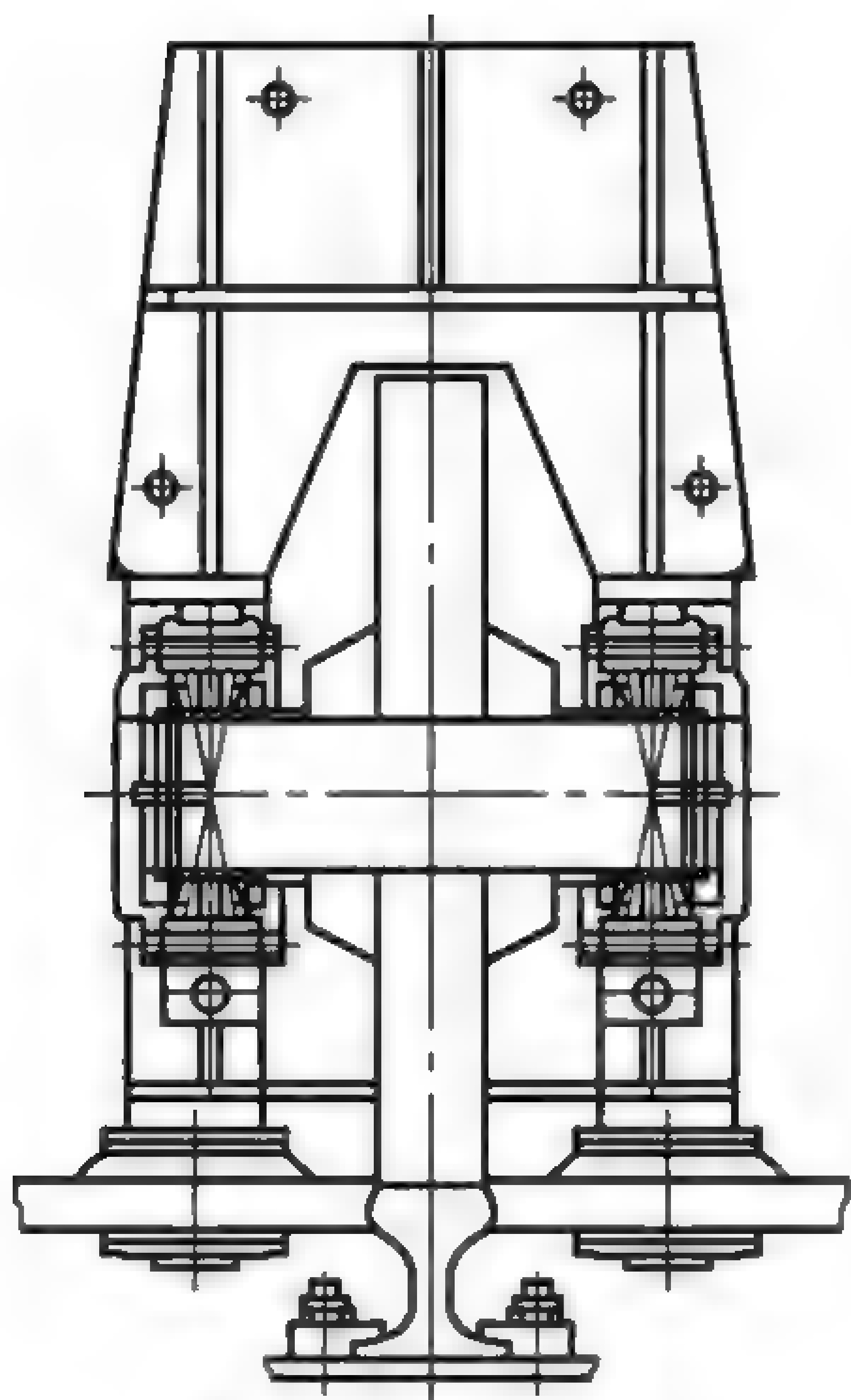


图 4-12　水平轮导向装置

过中心转轴和偏心轴套的设置来调整与轨道(或轨道侧面)的间隙(见图 4-12),以弥补制造安装误差及轮轨系统的磨损。

垂直反滚轮(二支点)式单梁起重小车的偏心倾覆载荷,是由主车轮与垂直反滚轮所形成的力偶系来平衡的,从而形成二支点式承载构造,其力臂为主轨道和垂直反滚轮轨道间的距离(梁宽 B),而主车轮所承受的轮压较大(垂直载荷与力偶载荷之和),故适用于起重量 5～20t 的场合。水平反滚轮(三支点)式单梁起重小车的偏心倾覆载荷,是由箱形梁两侧的水平反滚轮系所形成的力偶系来独立平衡的,从而与主车轮一起形成三支点式承载构造,且力臂为水平反滚轮系两轨道间的距离(梁高 H),在相同偏心倾覆载荷下所获得的反滚轮轮压小;主车轮只承受吊重和小车自重载荷(力偶载荷不会并入主车轮),故主车轮的轮压分配相对于二支点式更为合理,适用于起重量 20～50t 的场合。水平反滚轮式单梁起重小车受力合理,但反滚轮系统构造复杂,精度要求相对较高,加工和装配工作量大。

单梁起重小车上布置有起升机构(同双梁起重小车),小车运行机构常采用 1/4 主动轮单点驱动(小型)或 1/2 主动轮单侧分别驱动方案,故其运行平稳性不如双梁小车。

2) 按起重小车数量分类

通用门式起重机按照起重小车数量可分为单小车吊钩式(见图 4-1)、双小车吊钩式(见图 4-5)、多小车吊钩式等形式。双小车吊钩式和多小车吊钩式主要适用于吊运定长或长度经常变化的大长件物品,以及满足特殊的物料装卸及装卸工艺需求,但在进行抬吊工艺时应注意各小车间操作及运动的同步性。

3. 按照取物装置分类

通用门式起重机按照取物装置(吊具)可分为吊钩式(包括挂梁)、抓斗式、电磁式以及组合式(二用式、三用式)等形式。另外,针对某些特殊物品属性,还可配用一些专用吊具,如吊钩挂梁、电磁挂梁、C 形钩或 L 形钩、重力式夹钳等。

通用吊钩门式起重机(见图 4-1)主要用于进行成件货物如设备、钢材、木材、石材等件杂货的装卸作业,常用吊钩类型为锻造单钩、锻造双钩、片式双钩、片式单钩等(见图 4-13),吊



(a) 锻造单钩　(b) 锻造双钩

(c) 片式双钩　(d) 片式单钩

图 4-13　常用吊钩形式

运平行于地面轨道的大长件时常采用吊钩挂梁(见图4-5),用于船舶装卸作业时推荐采用带有鼻状防护的吊钩,吊运钢卷时可采用专用C形钩或成对的L形钩、重力式夹钳等(见图4-14)。



(a) 双钩挂梁　(b) C形钩　(c) L形钩挂梁　(d) 偏心夹钳

图4-14　吊运大长件等特殊物品的吊具

通用抓斗门式起重机主要用于进行散状物料如矿石、煤炭、粮食、建筑散料、木材等散货的装卸作业。由于独立驱动双绳(四绳)抓斗具有较高的装卸效率,因而双绳抓斗门式起重机应用广泛。从构造上看,它具有两套可独立操作的起升机构来实现抓斗的升降与开闭动作。双绳抓斗的类型通常应根据散状物料的种类、密度、粒度等来选择,一般散状物料采用双颚板抓斗,矿石多用马达抓斗,粮食采用耙集式抓斗,难抓取物料采用剪式(派拿型)抓斗,废钢铁采用多颚板(多爪)抓斗,而木材则用木材专用抓斗(多颚板)等(见图4-15)。另外,采用抓斗装卸散状物料时,还应关注并解决由于撒料、扬尘等引起的环境问题。

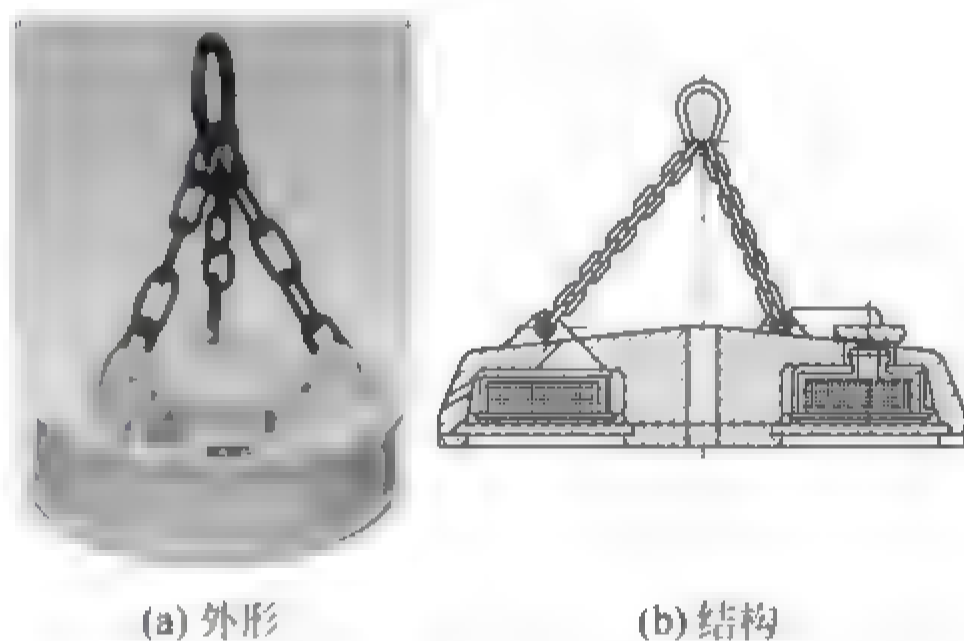
通用电磁门式起重机主要用于吊运具有导磁性的黑色金属及其制品,如钢铁板材及废钢铁材料等,其吊具特征为电磁吸盘(见图4-16)挂在吊钩上进行作业(当然也可以单独使用吊钩),符合吊钩-电磁吸盘间可更换两用式原理,故电磁式起重小车构造与吊钩式基本相同(一



(a) 双颚板抓斗　(b) 马达抓斗　(c) 多颚板抓斗　(d) 木材抓斗

图4-15　常用双绳抓斗形式

套起升机构),但应特别设置电缆卷筒装置,使电磁吸盘的电缆随吊钩同步升降(电缆卷筒与钢丝绳卷筒同步)。另外,电磁门式起重机在制动系统、电控及供电系统、安全保护等方面还有其特殊要求。需要注意,吊运钢板时多采用电磁挂梁的吊具组合形式以减少钢板自重下挠变形对搬运的影响。



(a) 外形　(b) 结构

图4-16　电磁吸盘

通用组合式(或可更换式)门式起重机主要用于在同一作业区域内、需搬运属性特征差异较大的多类物料的作业场合,以适应不同物料的装卸搬运需求。三用(可更换式)门式起重机,吊具组合特征是以吊钩为基本属具,而

电磁吸盘、马达抓斗两种吊具可任意更换。它既可以单独使用吊钩，也可通过在吊钩上分别配置电磁吸盘或马达抓斗来完成不同的搬运作业，故只需要一套起升机构，整机构造与电磁门式起重机相同。两用（组合式）门式起重机的吊具组合分别是抓斗-吊钩或抓斗-电磁铁，此处应为双绳抓斗，采用马达抓斗时可归属到三用（可更换）式一类，而抓斗-电磁铁的组合也可具有三用特征。针对两用（组合）式的搬运特性要求，通常在单/双起重小车上分别独立配置符合各自特性的起升机构，两套取物装置虽不能同时工作，但省略了三用式吊索具互换时的人工操作工序，实现了搬运两类物料的快捷转换，省时省力，从而提高了整机的服役适应性和生产效率。但起升机构及其控制系统相对复杂，自重和造价也相应增加。

4. 按照操纵方式分类

通用门式起重机按照操纵方式可分为司机室操纵式（见图4-5、图4-8）、地面有线操纵式、无线遥控操纵式、多点操纵式等形式。采用司机室操纵时，驾驶员的空间视野较好，但地面与机上的通信及信息交流较为复杂且易受环境因素干扰。地面有线操纵或无线遥控操纵、多点操纵时应注意作业现场相关部门和人员间的相互协调配合。

4.1.3　整机结构形式及工作原理

1. 整机组成及结构形式

通用门式起重机通常由完成各方向运动的工作机构、承受各种载荷的金属结构、提供动力和控制的电气设备，以及安全防护系统等四大部分组成，此外还有司机室、导电装置、防雨罩、地面轨道等附属装置。门式起重机各主要部分不同的典型构造特征使其具有了千变万化的结构形式，从而形成通用性强、适应面广的独特优势，尤其在大宗物品或笨重大长件货物等装卸场合应用较多。

通用门式起重机的工作机构是指为实现不同方向运动要求而专门设置的执行机构，包括起升机构（主/副钩或双绳抓斗机构、电磁起升机构等）、小车运行机构、大车（整机）运行机构等。起升机构和小车运行机构安置于带有机器房（防雨罩）的小车架上组成起重小车（见图4-10、图4-11），并在主梁轨道上运行。起重小车按其支承情况可分为悬挂型电动葫芦小车、单梁起重小车、双梁起重小车等形式，起重量很大时或吊运大长件时，还会出现双/多起重小车，其中双梁起重小车构造与桥式起重机基本相同。驾驶员在司机室里（或地面上）通过操纵系统对各机构进行动作控制，并根据装卸作业工况及要求来实现各机构独立动作或联动，通过三大机构的协同动作完成物品的空间位移。另外，大车运行机构有时也可在地面通过安装在下横梁处的操作箱进行点动操作。

门式起重机的金属结构作为形成整机作业空间的支承平台和骨架，用来支承工作机构、承受载荷（物品、自重、外部作用等），并将载荷传递给整机基础，其主要部分（主梁和支腿）的结构形状构成了整机门型框架（龙门架）的造型，从而成为分类和命名的重要特征。龙门架主结构一般采用沿纵向轴线整体对称布置的形式，两侧门腿各自支承于下横梁上或运行机构均衡装置（均衡台车）上。门式起重机的金属结构具有高大空间尺寸、力学性能稳定、承载能力强、自重大等特点，其自重一般占整机重量的40%～70%，费用也占总成本的30%以上，而它的垮塌破坏会带来极其严重的灾难性后果。

主梁悬臂结构是门式起重机的典型特征，大悬臂时可采用刚性斜拉杆改善受力状况（见图4-17）。悬臂结构在扩大服役区域、改善结构受力的同时，也带来了起重小车及吊重在支腿处“过腿出跨”的通过性等问题，从而使支腿与主梁的连接复杂化，故悬臂单梁式门式起重机会出现L形、C形、A形（葫芦式）等结构类型（见图4-7），悬臂双梁式门式起重机则会出现A形、U形、O形等结构类型（见图4-8），而无悬臂双梁式门式起重机则呈现梯形结构（无马鞍，见图4-5）。

通用门式起重机通常采用双侧刚性支腿的结构形式（见图4-4、图4-5、图4-6）；当跨度较大（>30m）时，一般会采用双侧一刚一柔的支腿组合形式（见图4-17、图4-18），以减小由于大车运行跑偏、负载和温度变化等对桥架结

构件的附加载荷及不利影响。理论和实践经验表明，一刚一柔的支腿组合形式的实用性和安全性更好，能够保证门式起重机更好地工作。支腿的“柔性”通常可表现为减小支腿截面尺寸、改变支腿截面及结构形状、一侧支腿-主梁铰结构（水平铰轴、球铰等）连接设计等。



图 4-17 双悬臂刚-柔支腿组合箱形双梁吊钩门式起重机（带拉杆）

通用门式起重机的电气系统与设备（也统称为电气设备）通常由电源装置（配电系统）、控制操作装置（中央控制单元、操作单元、配电及保护单元等）、驱动设备（电动机）等组成，其任务是根据起重机负载性质和工艺要求来驱动各机构运动从而完成物品搬运工作。电气设备通常安装于司机室、电气室或专用电器柜（置于走台或下横梁适当部位上），裸露于室外部分要加防雨罩。除电动葫芦式以外，常规电动机为 YZR 型绕线型电动机，整机性能要求较高时各机构可采用交流全变频调速系统（起升机构一般采用恒功率调速），以提高整机的作业效率。

通用门式起重机安全保护系统包括超载安全防护（起重量限制器）、运动行程安全防护（起升高度限位器、大/小车运行行程开关等）、整机危险运动安全防护（防碰撞装置、缓冲器及端部止挡、偏斜指示器或限制器、轨道清扫器等）、整机危险状态安全防护（抗风防滑装置、风速仪及风速报警器、防倾覆安全钩、防小车坠落保护等）、其他危险因素安全防护（联锁保护、防护罩、防止起重机零部件掉落的措施、导电滑触线的安全防护、检修吊笼或平台等）、电气系统安全保护以及整机安全防护警示等。

封闭式司机室通常固定安装于桥架非导电侧的主梁下端；抓斗式或装卸桥的司机室通常随小车一起移动。司机室内应按设计规范要求装设联动操纵台、显示系统、座椅等。

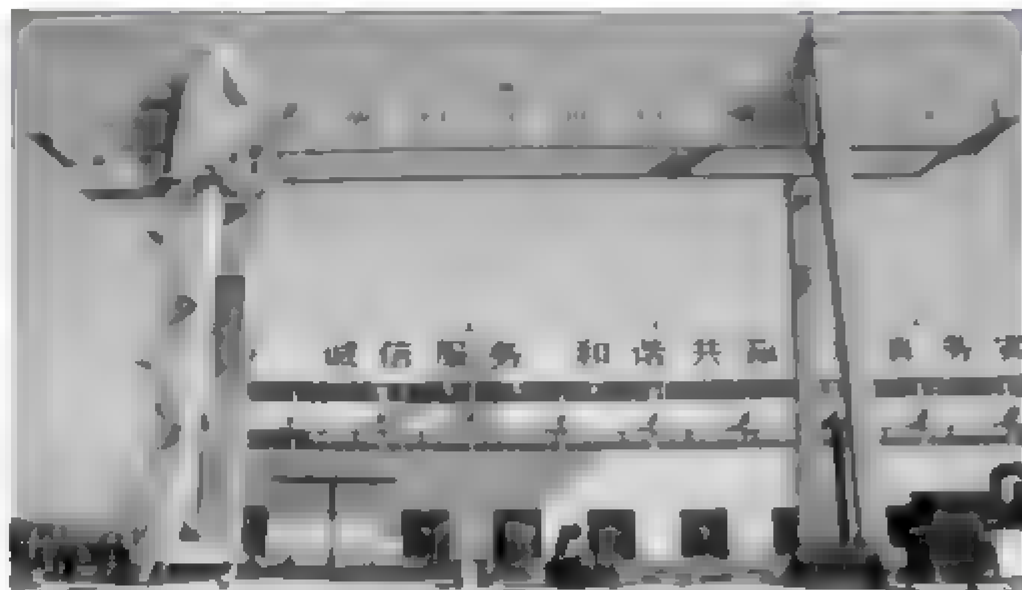


图 4-18 刚-柔支腿组合箱形双梁吊钩门式起重机

通用门式起重机可采用低压或高压供电，常用馈电方式有电源滑触线（包括安全滑触线）、自动收放电缆卷筒和悬挂电缆小车拖令等。整机供电多采用自动收放电缆卷筒或安全滑触线上电方式。采用安全滑触线时应注意防雨水问题。起重小车多采用悬挂电缆小车拖令或安全滑触线供电方式，且都应设置在桥架的另一侧走台上。

2. 各部分工作原理与构造特点

1）金属结构

通用门式起重机金属结构通常由龙门架（单主梁-双支腿-双下横梁如图 4-6 所示，或双主梁-（双马鞍）-双端梁-四支腿-双下横梁如图 4-17 所示）、小车架、机器房、司机室、走台、梯子栏杆等组成。龙门架有实腹式结构（型钢或型钢组合、箱形等，如图 4-4、图 4-17 所示）和桁架式结构（俗称花架式，见图 4-19）。其中，箱形结构为常见形式，跨度较大时可采用桁架结构，电动葫芦式多采用型钢或型钢组合结构。实腹式（箱形）结构刚性好，便于采用自动化焊接工艺，目前得到广泛应用，但自重较大，桁架式自重轻，但制作及焊接工艺复杂。

实腹式箱形结构（梁或支腿）内通常都设置有大小隔板以及纵向加强筋，以保证结构稳定性。与桥式起重机相同，按轨道布置形式，

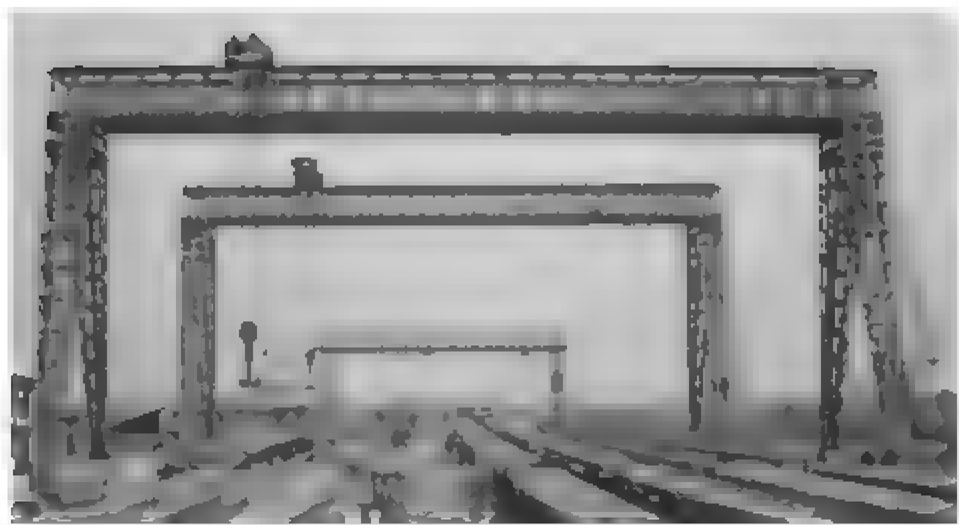


图 4-19 无悬臂桁架式双梁吊钩门式起重机

双主梁结构可分为中轨式、半偏轨式、偏轨式(主腹板厚度通常大于副腹板)。单主梁(偏轨式)结构可分为垂直反滚轮式、水平反滚轮式等(见图 4-20)。主梁通常都带有适当的上拱度,以抵消承载后所产生的下挠现象,并减轻小车运行时的爬坡和下滑。带走台的主梁一般还有旁弯要求。支腿通常采用等强度、变截面的 I 形(上大下小的截面)和 V 形等形式(见图 4-17);刚性支腿与主梁之间可采用刚性连接(牢固焊接或预紧高强度螺栓),柔性支腿与主梁之间一般采用柔性连接或铰结构连接,后者构造较复杂。横梁通常做成变截面或下沉的形式并与支腿刚性连接,马鞍架常做成等截面形式并与主梁(或同时与支腿)刚性连接。

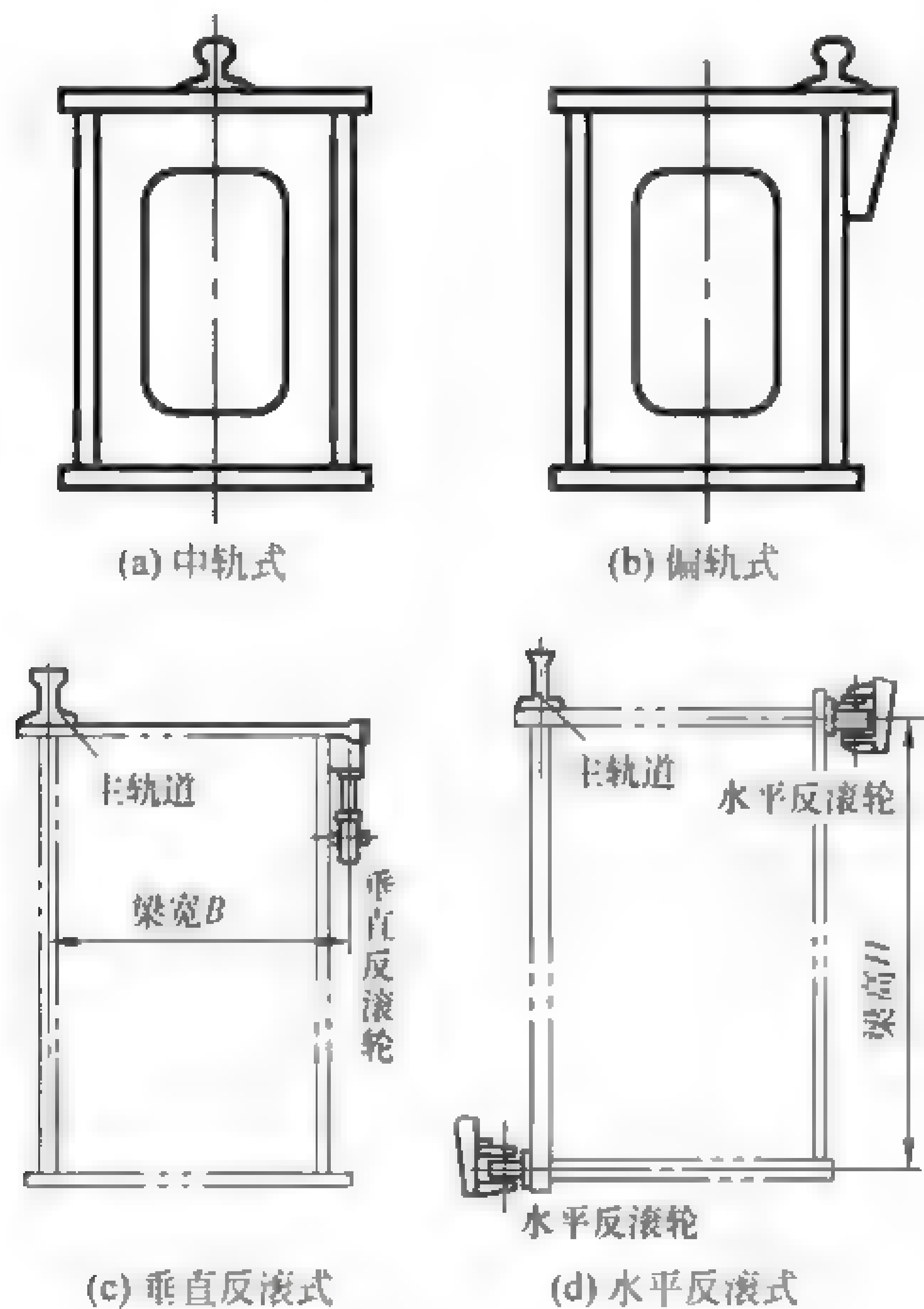


图 4 20 箱形结构主梁形式

通用门式起重机的小车架、机器房、司机室、走台、梯子栏杆等构造与桥式起重机基本相同。其中,登机梯子与平台多设置在刚性支腿侧,而电缆卷筒及其平台多设置在柔性支腿侧。

2) 起升机构

起升机构是用来起升货物并使其实现铅垂升降运动的机构,是工作机构中最重要的基本组成部分,其运转状况的优劣将直接影响到整机的工作性能和安全使用。通用门式起重机的起升机构通常采用卷扬式,当起重量大于 10t 时,一般常设主/副(两个)起升机构(俗称主钩/副钩),如图 4-21 所示。主/副钩两者一般不能同时工作,要求同时工作时应特别注明。常用的双绳抓斗由两套完全相同的普通起升机构驱动,其中一套实现抓斗升降动作,另一套实现抓斗开闭动作。电磁吸盘起升机构比普通起升机构增加一套同步电缆卷筒装置。

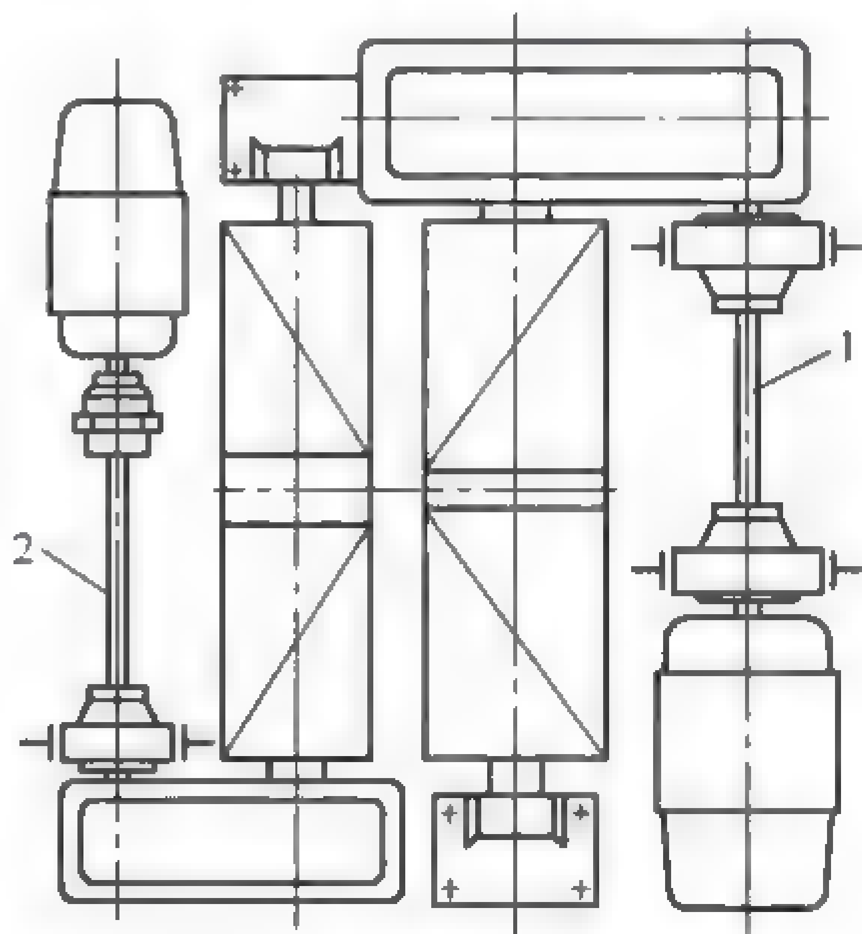


图 4-21 主/副起升机构(有浮动轴)
1—主钩;2—副钩

卷扬式起升机构通常由驱动装置(各种类型电动机)、传动系统(联轴器、浮动轴、减速器或变速器等)、缠绕系统(钢丝绳、卷筒组、定滑轮和动滑轮组成的滑轮组等)、取物装置(吊钩、吊钩挂梁、抓斗、电磁吸盘等)、制动系统(工作制动器、安全制动器等)、安全和辅助装置(双限位起升高度限位器、起重量限制器或称量装置、速度限制器或编码器、排绳装置等)组成。

3) 轨行式小车和大车运行机构

运行机构主要用于水平运移物品或调整起重机工作位置，并将作用在起重小车或起重机上的载荷传递给金属结构或基础建筑。其中，能使起重小车在主梁上运动的称为小车运行机构(见图 4-10、图 4-11)，而承担起重机整体移动的则称为大车运行机构(见图 4 8)。轨行式自行运行机构一般由运行支承装置(均衡装置或均衡台车、车轮、轨道等)、运行驱动系统(电动机、减速传动部分、制动器等)、运行安全装置(行程限位装置、缓冲装置、防碰撞装置、防脱轨及清扫装置、抗风防滑装置、风速监测装置或风速仪、安全供电装置以及大跨度时的自动纠偏装置等)组成。

轨行式自行运行机构正常运行时应具有足够数目的主动轮(驱动轮)，其比例(或数目)以及布置形式应按保证有足够的驱动黏着力、防止启动或制动时打滑等原则来确定。一般运行速度下的主动轮可取为 1/2 驱动形式(主动轮占总轮数一半)，低速场合主动轮可为 1/4 驱动形式，而速度高、启动快的场合(如装卸桥小车，$v\approx200\text{m/min}$)主动轮则采用全轮驱动形式。采用部分轮驱动时，主动轮布置方案通常有单点布置或单边(侧)布置(如单梁起重小车)、对面布置或四角布置(如双梁起重小车)，如图 4 22 所示。驱动功率越大，则主动轮比例(或数目)越大。

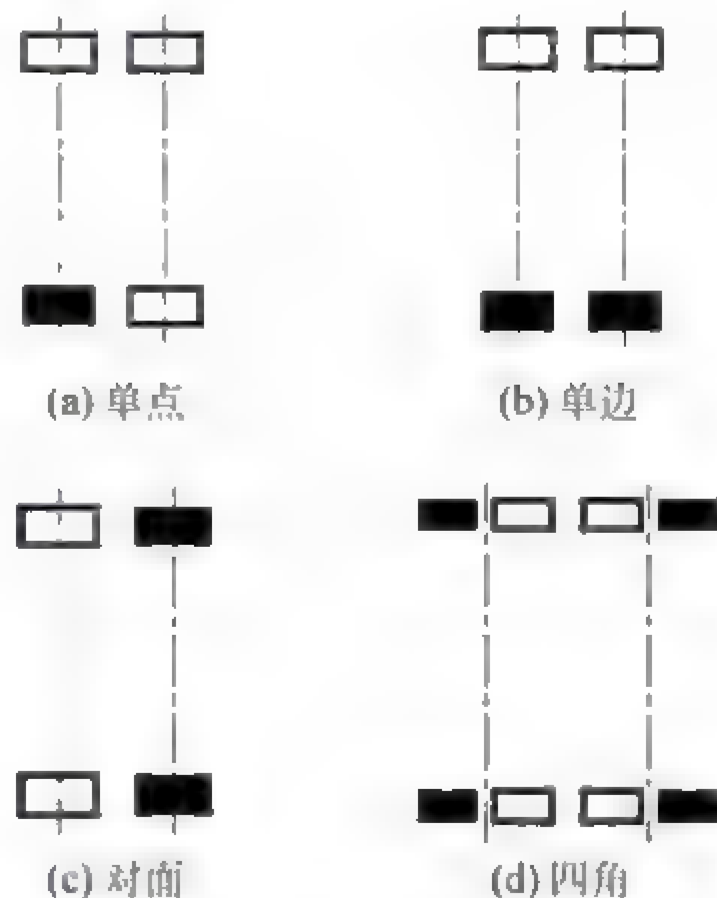


图 4-22 部分轮驱动时主动轮布置方案

双主梁双轨起重小车的自行式运行机构通常采用 1/2 主动轮-对面布置-集中驱动形式，一般可分为立式减速器分组式布置(见图 4-23)和集中驱动的三合一布置(见图 4-24)两大类。后者结构紧凑、自重轻；低速轴系采用

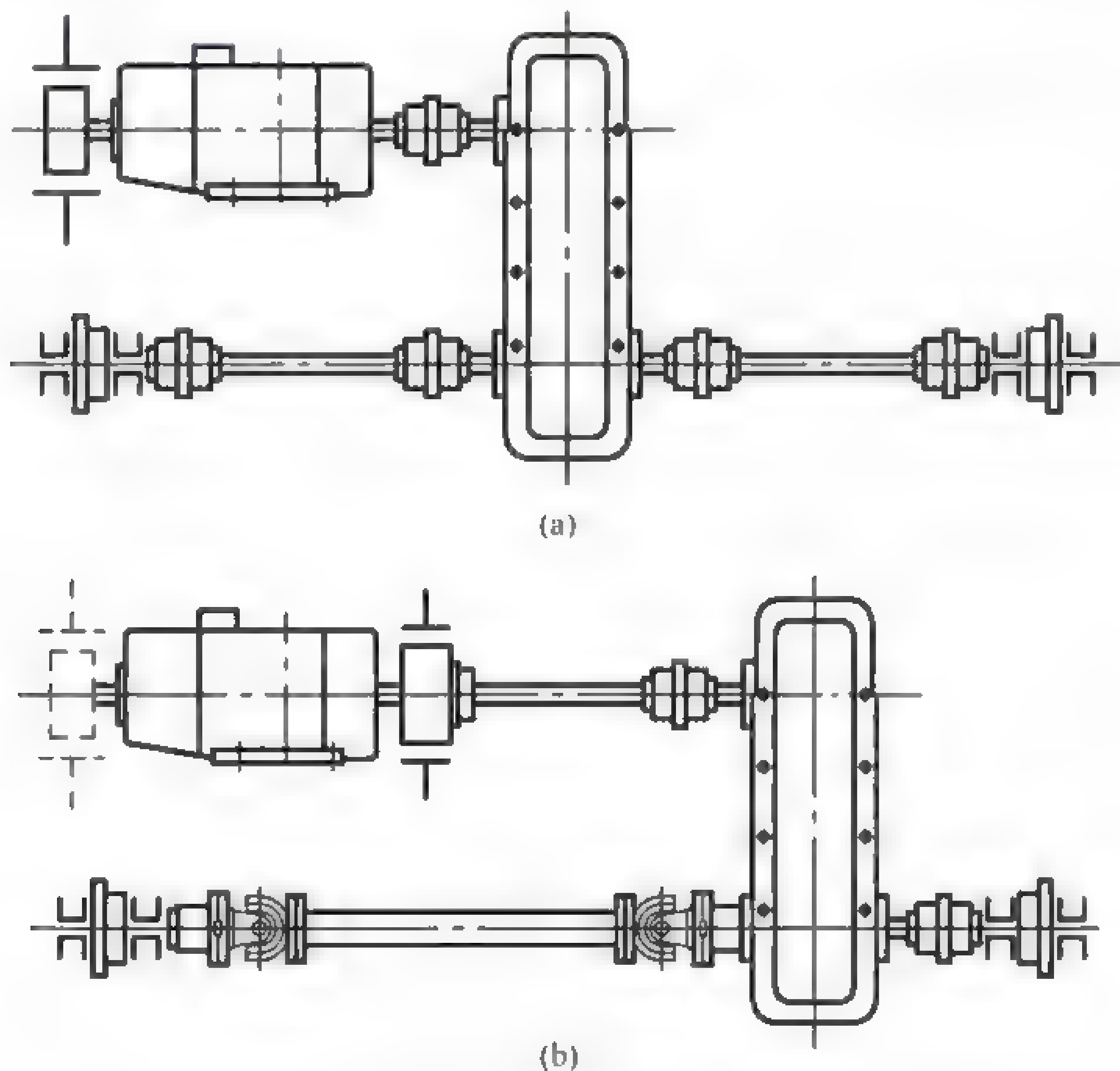


图 4 23 立式减速器分组式布置集中驱动的小车运行机构

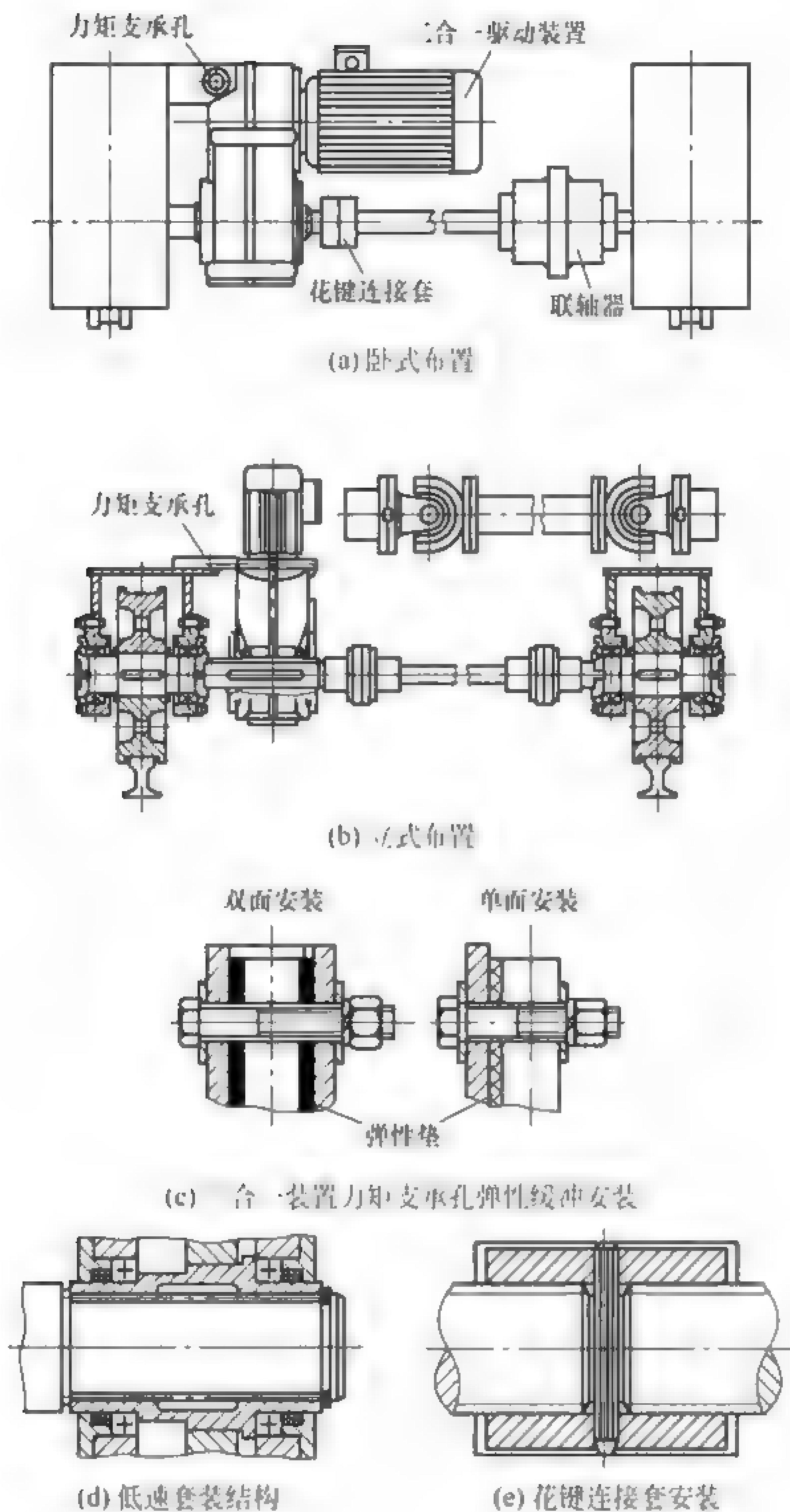
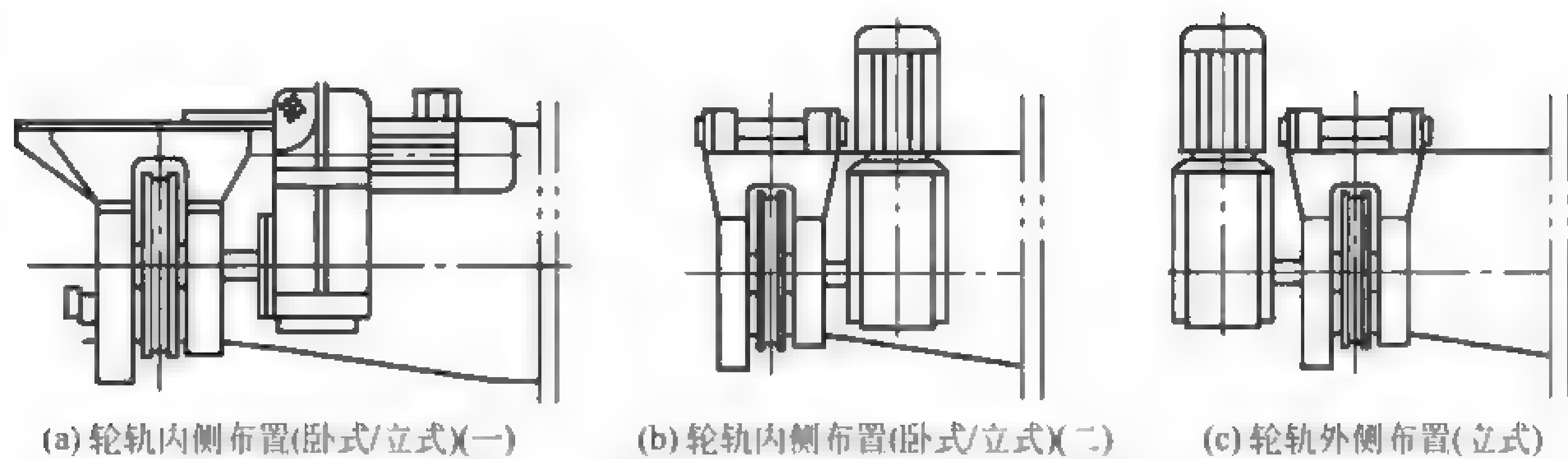


图 4-24 集中驱动的三合一小车运行机构

万向联轴器时，传动精度较好，停车精度较高。轨距较大的双主梁起重小车亦可采用1/2主动轮-对面布置-分别驱动形式，而高工作级别、高速度的双主梁起重小车多采用1/2主动轮（或全轮）-四角布置-分别驱动形式，此时多采用三合一成组式紧凑布置，如图4-25所示。另外，驱动功率很大的装卸桥起重小车也可采用牵引式驱动方案。

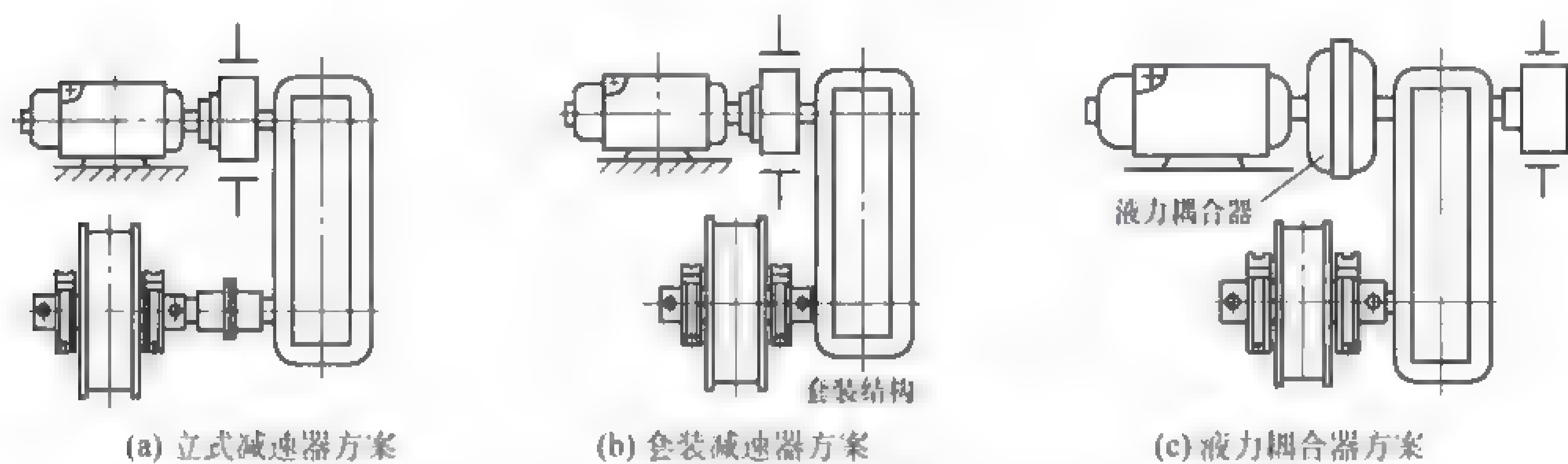
单主梁单轨起重小车的运行机构通常采用1/2主动轮-单点布置驱动形式（见图4-11）、双主动轮-单边布置-分别驱动形式（见图4-25）。另外，悬挂型电动葫芦一般采用1/2主动轮的单边驱动或双边驱动，对弯道和斜坡场合则采用全轮-分别驱动或全轮-集中驱动。

通用门式起重机轨行式大车运行机构广泛采用1/2主动轮-对面或四角布置-分别驱动形式，一般可分为立式减速器分组式布置（见图4-26）、三合一成组式布置（见图4-25）、卧式减速器分组式布置（见图4-27）三大类。前两者为常见形式；后者需带末级开式传动（齿传动、链传动等），密封润滑性较差，仅适用于工作级别不高的中小机型。



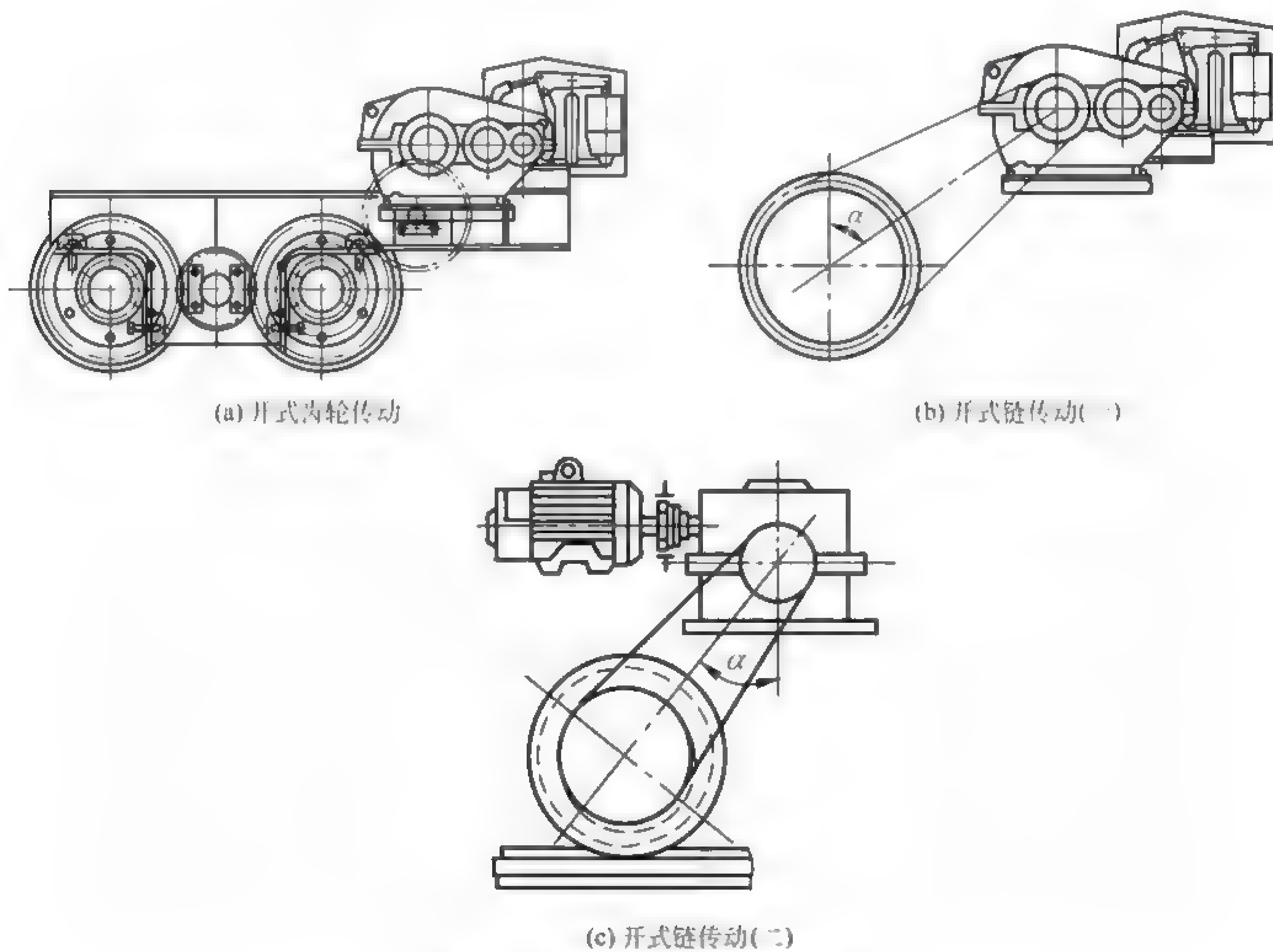
(a) 轮轨内侧布置(卧式/立式)(一)　(b) 轮轨内侧布置(卧式/立式)(二)　(c) 轮轨外侧布置(立式)

图 4-25　分别驱动的三合一小车运行机构



(a) 立式减速器方案　(b) 套装减速器方案　(c) 液力耦合器方案

图 4-26　立式减速器分组式布置大车运行机构



(a) 开式齿轮传动　(b) 开式链传动(一)

(c) 开式链传动(二)

图 4-27　卧式减速器大车运行机构

4.1.4 总体设计与计算要点

1. 主要技术性能参数

整机主要技术性能参数用于表征起重机工作性能(承载及搬运能力)、作业范围、外形尺寸和技术经济指标等,是设计制造和选择使用起重机的技术依据。通用门式起重机参数的确定既应满足业主用户的使用要求,又要考虑现实生产条件和经济效益等影响因素,并应遵守国家标准的相关规定(《起重机　术语　第1部分:通用术语》(GB/T 6974.1—2008)、《起重机　术语　第5部分:桥式和门式起重机》(GB/T 6974.5—2008)、《通用门式起重机》(GB/T 14406—2011)),通常包括工作级别、起重量、跨度、起升高度、工作速度、生产率、起重机轮压、外形尺寸及限界线等。

1)工作级别

《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)通过采用“工作级别”(工作制度)参数来描述不同场合在役起重机械的工作“繁”“重”程度,并以此反映和划分抗疲劳能力的等级(对角线原则)。工作级别主要由使用等级与载荷状态级别两个典型使用特征决定,并按整机分级、机构分级、结构件或机械零部件分级三个层次划分。按GB/T 3811—2008的规定,起重机工作级别划分为A1~A8(如表4-1所示),机构的工作级别划分为M1~M8,结构件或机械零件的工作级别划分为E1~E8。

应用于港口装卸作业的通用门式起重机、吊钩门式起重机的工作级别多为A5~A8,电磁门式起重机的工作级别为A6~A7,抓斗门式起重机和装卸桥的工作级别为A7~A8,电动葫芦门式起重机的工作级别为A2~A7。

2)起重量和起升载荷

起重量的定义为起升荷重链上所能够起吊的重物质量(单位为t或kg)。起升荷重链从最下向上(如图4-28所示)一般包括:被搬运的物品(货物)　可分吊具　固定吊具　起重挠性件　起重小车(或臂架头部),因此,针对起升荷重链上不同部位,分别规定了有效起重量、净起重量、起重机挠性件下起重量、总起重量等。对于给定机型和载荷位置的起重机械,额定起重量就是最大净起重量(有效起重量和可分吊具质量之和;无可分吊具时则为有效起重量,即被起升物品的质量);对于流动式起重机,其额定起重量则为起重挠性件下的起重量(有效起重量、可分吊具质量与固定吊具质量之和)。最大起重量是指额定起重量的最大值。

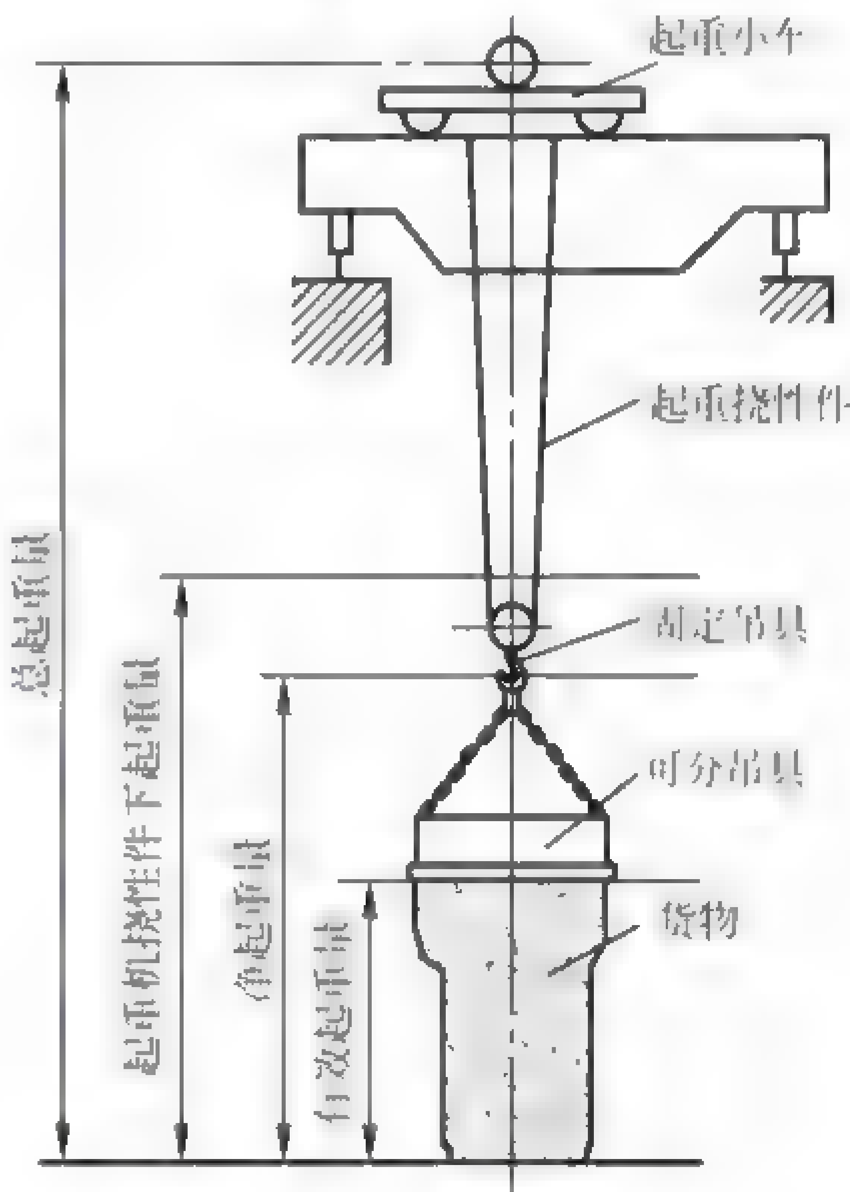


图4-28　起重量与起升荷重链

表4-1　起重机整机的工作级别(GB/T 3811—2008)

载荷状态级别	载荷谱系数 K_P	起重机的使用等级									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q1	$K_P \leq 0.125$	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	$0.125 < K_P \leq 0.250$	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	$0.250 < K_P \leq 0.500$	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	$0.500 < K_P \leq 1.000$	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

因此，通用门式起重机的额定起重量就是最大净起重量，额定起升载荷 P_Q（或 P_{QRC}）即与额定起重量对应的载荷（或作用力），单位为 N 或 kN。双小车（或多小车）不联合作业时的额定起重量是指单小车所能吊起的最大起重量。联合作业的双小车（或多小车），当抬吊重量不大于单个小车最大起重量时，其额定起重量是指单小车所能吊起的最大起重量；联合作业的双小车（或多小车），若抬吊重量大于单个小车最大起重量时，其额定起重量是指联合作业时所能抬吊的最大起重量。

通用门式起重机的起重量是表征起重机作业承载能力的技术参数之一，其额定起重量（俗称起重量，代号 m_{RC}）应优先采用表 4-2 中给定的数值。

电动葫芦门式起重机的额定起重量（单位为 t）应优先采用下列标准数值：2,3.2,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25,32,40,50,63,75,80,100,125,160,200。

3）跨度（S）和有效悬臂长度（L_1、L_2）

门式起重机运行轨道中心线之间的水平距离通常称为跨度，用 S 表示，单位为 m。悬臂长度（单位为 m）分为主梁悬臂长度（悬臂外端至支腿中心线的距离）和有效悬臂长度（主吊具垂直线所能达到的极限位置，用 L_1、L_2 表示，见图 4-1）。有效悬臂长度小于主梁悬臂长度（极限位置时小车和小车导电架会占有部分空间尺度）。

通用门式起重机的跨度和悬臂长度也是表征起重机作业承载能力的技术参数，应根据使用单位货场情况确定，并应优先选用表 4-3 中给定的标准数值。当跨度 $S \leqslant 30$m 时起重机两侧均可为刚性支腿，当跨度 $S>30$m 时起重机两侧采用刚-柔支腿组合，当 $S>35$m 时为大跨度门式起重机。跨度和悬臂长度将影响场地使用情况以及整机自身运输情况等。

表 4-2　通用门式起重机起重量系列（GB/T 14406—2011）　　t

取物装置			起重机的起重量系列
吊钩	单小车	单主梁	3.2,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25,32,40,50
		双主梁	3.2,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25,32,40,50,63,80,100,125,140,160,200,250,280,320
	双小车	等量	2.5+2.5,3.2+3.2,4+4,5+5,6.3+6.3,8+8,10+10,12.5+12.5；16+16,20+20,25+25,32+32,40+40,50+50,63+63,80+80,100+100,125+125,140+140,160+160
		不等量	小车的起重量应符合单小车起重机起重量系列，总起重量不超过 320
	多小车		各小车的起重量应符合单小车起重机起重量系列，总起重量不超过 320
抓斗			3.2,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25,32,40,50
电磁			3.2,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25,32,40,50

注：(1) 当设有主、副钩时，起重量匹配一般为 3∶1～5∶1，用分子分母形式表示，如：80/20t,50/10t 等；

(2) 吊钩门式起重机双（多）小车的起重量限定方式应在合同中约定，总起重量应符合单小车起重量规定。

表 4-3　通用门式起重机跨度和有效悬臂长度（GB/T 14406—2011）　　m

起重量 m_{RC}	跨　度　S									
≤50t	10	14	18	22	26	30	35	40	50	60
>50～125 t			18	22	26	30	35	40	50	60
>125～320 t			18	22	26	30	35	40	50	60
有效悬臂长度 L_1 或 L_2	3.5		3～6			5～10		6～15		

注：跨度超过表中给定值时，按每 10m 一挡延伸。

电动葫芦门式起重机的跨度（S，单位为m）应优先采用下列标准数值：7，10，14，18，22，26，30，35，40，45，50。其有效悬臂长度（L_1、L_2）一般不大于$S/3$。

另外，起重小车运行轨道中心线之间的距离称为小车轨距（K，单位为m），沿平行于起重机（或小车）纵向运行方向测定的支承中心线之间的距离称为基距或轴距（$B(b)$，单位为m）。

4）起升高度、下降深度与起升范围

起升高度（H，单位为m）是指起重机械支承面至取物装置最高工作位置（上极限位置）之间的垂直距离。下降深度（h，单位为m）是指起重机械支承面至取物装置最低工作位置（下极限位置）之间的垂直距离。起升范围（$H_{LR}=H+h$）是指取物装置最高和最低工作位置（上、下极限位置）之间的垂直距离，即起升高度和下降深度之和，如图4-1所示。

上极限位置：吊钩和货叉取其承载支承面（内表面），其他吊具取其闭合状态最低点。

起重机械支承面：通常取支承整机运行底架的基础平面（地面、轨道顶面、水面等）。

下极限位置：吊钩和货叉取其支承面（外表面），其他吊具取其闭合状态最低点。

通用门式起重机的起升范围（H_{LR}）是表征起重机作业运动能力的技术参数之一，应优先选用表4-4中规定的标准数值。起升高度（H）应由被吊物品、过障高度、配属吊具等所占高度尺寸决定，并主要由门式起重机支腿高度提供。当有些货场低于大车轨道面时，或吊具需进入货船舱室内部时应考虑下降深度（h）要求，并考虑满空载、涨退潮、船倾角等影响因素。另外，副钩起升高度通常会比主钩高2m左右。

电动葫芦门式起重机的起升高度（单位为m）应优先采用下列标准数值。吊钩式：4，5，6.3，8，10，12.5，16，20，25，32；抓斗或电磁式：8，10，12.5，16，20。

5）工作速度

通用门式起重机的工作速度也是表征起重机作业运动能力的技术参数，包括主/副起升速度、小车运行速度、起重机（大车）运行速度等。工作速度的确定除与用户要求和机型有关外，通常还需考虑：工作性质和使用场合、起重量和载荷大小、工作行程长短、各机构作业性质差异、多机构同时动作要求、操纵方式、装卸工艺协调、调速性能、安全要求等。对于经常工作、高工作级别、高生产率、工作行程较长、起重量及自重载荷较小、司机室操作、搬运稳定性要求不高的工作机构可采用较高速度，反之则宜采用低速。各机构工作速度（单位为m/min）名义值一般宜取为标准数值：0.63，0.8，1.0，1.25，1.6，2.0，2.5，3.2，4.0，5.0，6.3，8.0，10，12.5，16，20，25，32，40，50，56，63。

通用门式起重机（吊钩式、抓斗式、电磁式、两用式、三用式等）各机构工作速度应优先采用表4-5和表4-6中推荐的数值，调速产品可与用户协商解决。

表4-4　通用门式起重机起升高度（GB/T 14406—2011）　　m

起重量 m_{RC}	跨度 S	吊钩起重机起升高度 H	起升范围 H_{LR}			
			抓斗起重机		电磁起重机	
			起升高度 H	下降深度 h	起升高度 H	下降深度 h
≤50t	10～26	12	8	4	10	2
	30～60		10	2		
>50～125t	18～60	14				
>125～320t	18～60	16				

注：（1）有范围的起升高度，其具体值视起重机系列设计的通用方法而定，与起重量有关；

（2）表中所列为起升范围常用值（必要时，经供需双方协商，也可超出此限），用户在订货时应提出实际需要的起升高度和下降深度，其实际值通常从6m开始，每增加2m为一挡，取偶数。

表 4-5　通用吊钩门式起重机工作速度(GB/T 14406—2011)　m/min

起重量 m_{RC}	类别	工作级别	主钩起升速度	副钩起升速度	小车运行速度	大车运行速度
≤50t	高速	M7	6.3~16	10~20	40~63	50~63
	中速	M4~M6	5~12.5	8~16	32~50	32~50
	低速	M1~M3	2.5~8	6.3~12.5	10~25	10~20
>50~125t	高速	M6	5~10	8~16	32~40	32~50
	中速	M4~M5	2.5~8	6.3~12.5	25~32	16~25
	低速	M1~M3	1.25~4	4~12.5	10~16	10~16
>125~320t	中速	M4~M5	1.25~4	2.5~10	20~25	10~20
	低速	M1~M3	0.63~2	2~8	10~16	6~12

注：(1) 在同一范围内的各种速度，具体值的大小应与起重量成反比，与工作级别和工作行程成正比；

(2) 地面有线操纵起重机运行的速度按低速类别取值。

表 4-6　通用门式起重机(其他机型)工作速度(GB/T 14406—2011)　m/min

起重机类别	起升速度	小车运行速度	起重机运行速度
抓斗门式起重机	25~50	40~50	32~50
电磁门式起重机	16~32		
二用门式起重机	25~50		
三用门式起重机	6.3~16		

电动葫芦门式起重机各机构工作速度应优先采用表 4-7 中规定的标准数值。慢速推荐为(1/10~1/2)正常工作速度，调速产品可与用户协商解决。

6) 生产率(或生产能力)

生产率(单位为 t/h 或件/h)是指单台起重机单位时间内完成货物搬运的总量，一般应根据起重量、工作级别、主要机构工作速度、工作行程、机构重叠工作程度图、循环时间和次数、作业路径、操作技能及装卸工艺流程数据等进行理论计算，并与物流搬运系统相匹配。此时，起重机主要工作机构的驱动装置应以最高生产率下不过热和不过载为计算条件。

生产率参数是用以表明起重机装卸搬运能力的综合指标，对物流系统集成、港口规划、装卸工艺设计、物流组织与管理等具有重要意义。

7) 起重机轮压

轮压 P(单位为 N 或 kN)是指起重机(或小车)一个车轮作用在轨道或地面上的最大垂直载荷。起重机轮压是整机支承基础的基本参数，对港口基础设计施工或港口装卸搬运工艺流程改造等有重要作用。起重机轮压按工况不同可分为工作轮压与非工作轮压、最大轮压与最小轮压以及等效轮压等。最大轮压(也称最大静轮压)是指门式起重机小车运行到最不利的臂端极限位置、满载、静止或匀速升降重物、承受工作风压等工况下的计算轮压值。

表 4-7　电动葫芦门式起重机工作速度(JB/T 5663—2008)　m/min

<table>
<tr><td colspan="3">起升机构</td><td>0.8,1,1.25,1.6,2,2.5,3.2,4,5,6.3,8,10,12.5,16,20,25</td></tr>
<tr><td colspan="3">小车运行机构</td><td>≤40</td></tr>
<tr><td rowspan="3">大车运行机构</td><td rowspan="2">地面操纵</td><td>按钮装置操纵</td><td>≤45</td></tr>
<tr><td>遥控器操纵</td><td>≤50</td></tr>
<tr><td colspan="2">司机室操纵</td><td>≤63</td></tr>
</table>

8) 限界线与外形尺寸

起重机限界线是指起重机靠近构筑物工作时由安全作业条件所限定的空间。限界线的边界只有取物装置进行搬运作业时才允许逾越。通用门式起重机的限界线与其构造的最大外形尺寸密切相关，如图4-29所示。

2. 总体技术方案规划要点

通用门式起重机选用及设计时应首先进行总体方案规划，包括按用户要求确定设计参数、使用场合以及特殊要求等前提条件；根据机型特点进行整机与机构方案的规划、比较；确定机构载荷特点、计算工况、计算载荷及组合等设计基础内容，在综合考虑用户意见、经济性、制造工艺及可行性、标准化等因素的基础上，确定整机总体设计方案。

使用场合主要反映了起重机的具体工作条件，一般包括：搬运对象的种类及状态（货物性质、尺度及均质性、易损性与危险性）、电源及供电方式（交直流、低高压）、工作场合（地面、船舱）、工作环境（温度、湿度）、搬运工艺性质（一般作业、装卸作业、特殊吊运作业）等，还应考虑特定状态的特殊要求，如：生产工艺及设备运输要求、吊具互换及多用性、多速及调速要求、极限尺度要求、防吊运摇摆及安全防护要求等，具体应按GB/T 14406—2011标准执行。

3. 金属结构设计要点

金属结构主梁跨中拱度 f_g 通常应包括腹板下料预拱度 $f_下$、主梁垂直方向焊接挠曲变形 $f_焊$、主梁自重引起的变形 $f_自$ 以及修正调整系数 K，并应符合下式要求：

$$f_g - f_下 + f_焊 + f_自 - K \geqslant \frac{0.7S}{1000} \quad (4\text{-}1)$$

同理，主梁悬臂端上翘度 f'_g、悬臂长度 L 以及修正调整系数 K'，应符合下式要求：

$$f'_g = f'_下 + f'_焊 + f'_自 - K' \geqslant \frac{0.7L}{350} \quad (4\text{-}2)$$

4.1.5　典型产品技术性能参数

针对国内港口码头、货场堆场等大长件、大宗货物的装卸作业，起重机械行业制造商能提供满足用户各种要求的优良产品。

1. DHMD系列双梁通用门式起重机

DHMD系列双梁通用门式起重机（见图4-30，表4-8和表4-9）是集60年各类门式起重机的生产制造经验，采用模块化、通用化、系列化、人性化的设计理念，以最新设计规范为依据，以外形美观、品质优良、国内外先进水平为目标的更新换代产品，具有自重轻（降低10%～20%）、轮压小（降低15%～20%）、能耗低（降低10%～15%）、外形尺寸小、作业范围大、“三化”程度高、备件通用性强、质量稳定可靠、使用成本低、性价比高、适应市场能力强等特点。

DHMD系列通用门式起重机常用技术性能参数包括：起重机跨度 S(m)，左、右有效悬臂长度 L_1、L_2(m)，最大轮压 P(kN)，基距 B(m)；主起升速度 v_m(m/min)，副起升速度 v_a(m/min)，小车运行速度 v_t(m/min)，大车运行速度 v_k(40m/min)；整机总功率 N(kW)，主起升高度 H_m(A和B系列16m，C系列22m)，副起升高度 H_a(A和B系列16m，C系列24m)。

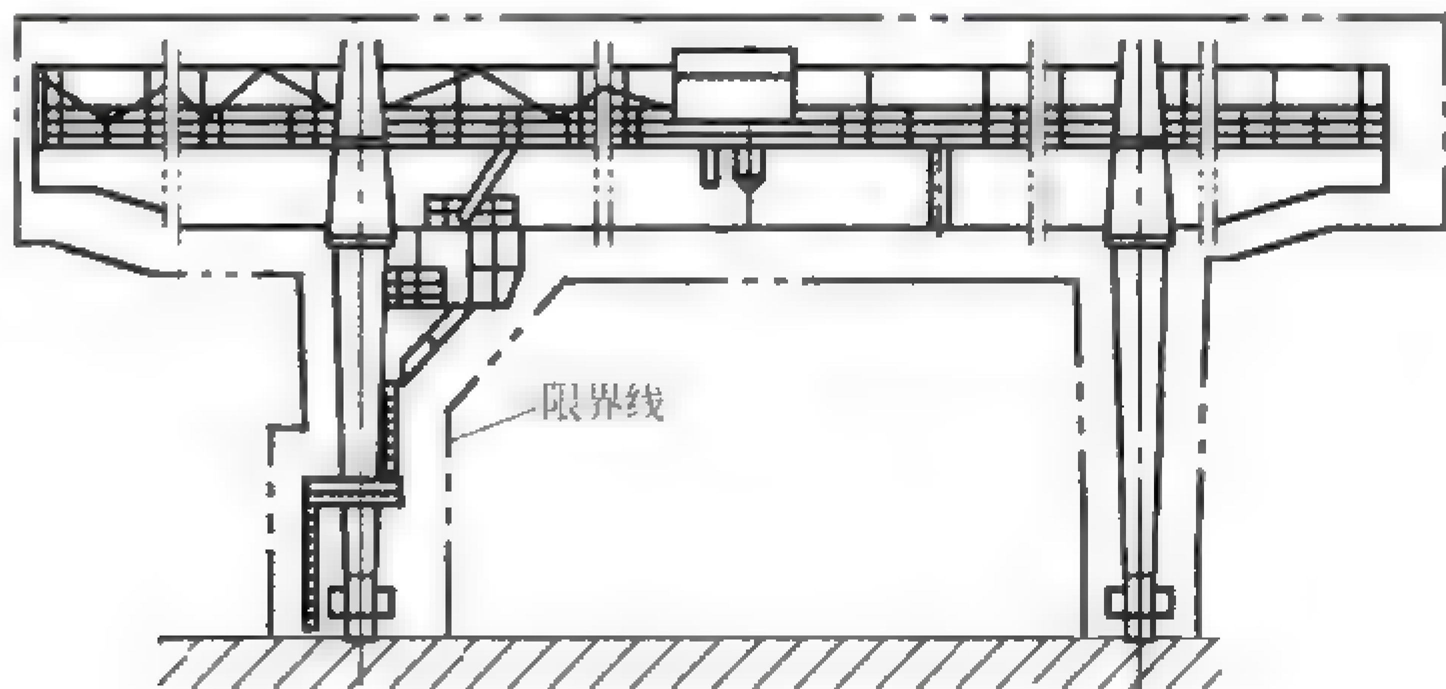
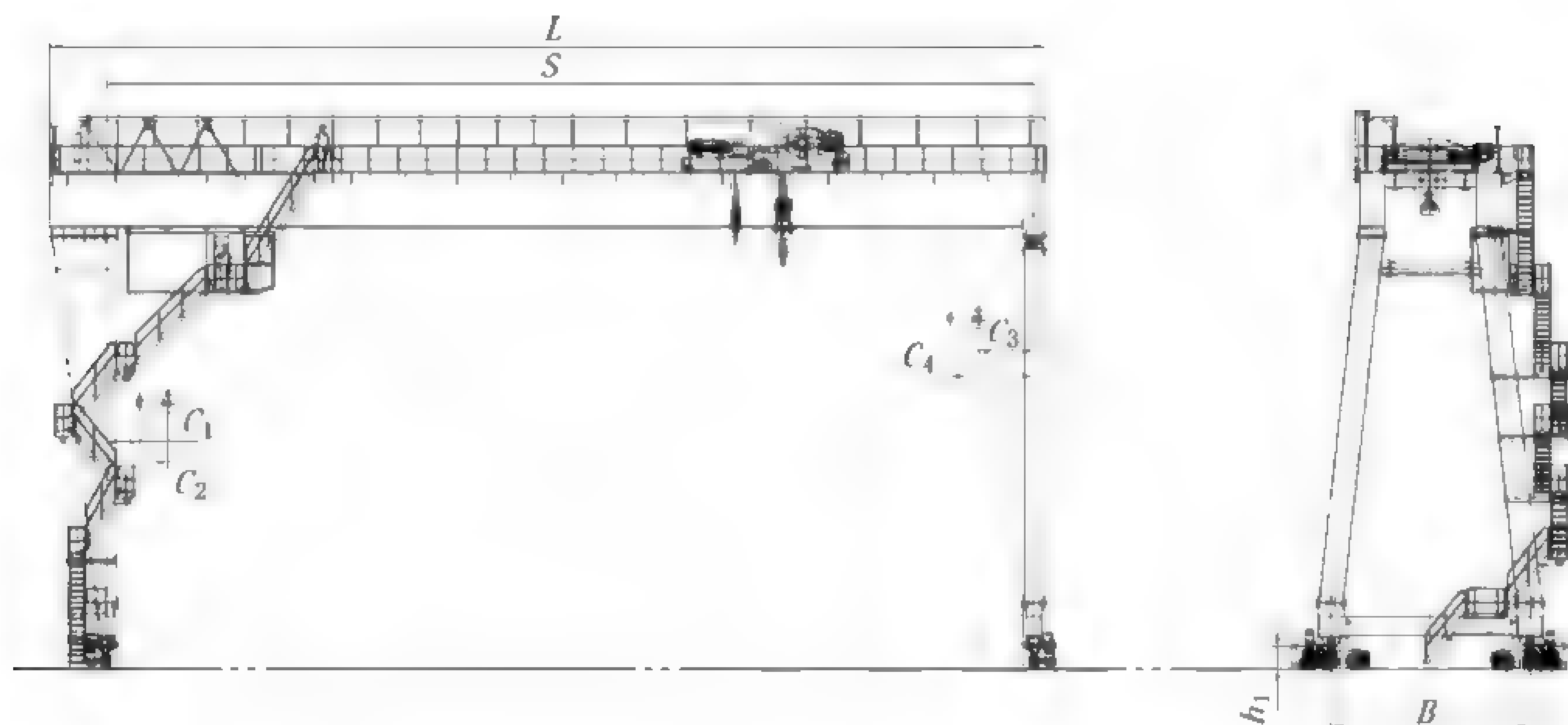
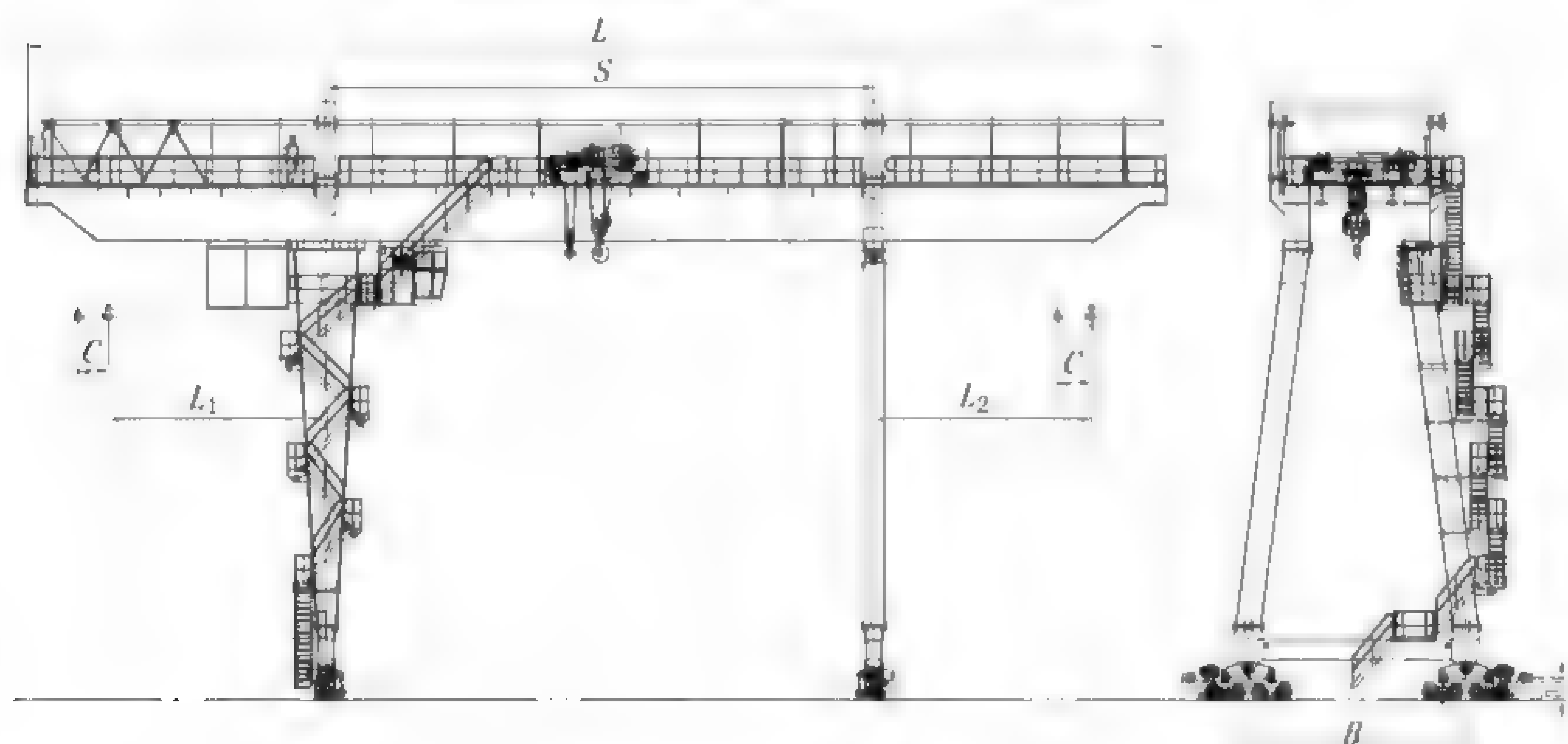


图4-29　门式起重机的限界线



(a) DHMDA/DHMDC系列无悬臂箱型双梁通用门式起重机



(b) DHMDB系列双悬臂箱型双梁通用门式起重机

图 4-30 DHMD 系列双梁通用门式起重机

DHMD 系列如图 4-30，其型号划分标准为：A 形为 10～125/32t 双梁无悬臂式（单小车）通用门式起重机，B 形为 10～125/32t 双梁双悬臂式（单小车）通用门式起重机，C 形为 160/32～600/125t 双梁无悬臂双小车式通用门式起重机。

表 4-8 列出了 DHMD 系列常用基本规格（标准跨度、单小车、工作级别 A5、吊钩式）的外形尺寸及性能参数，其中，表 4-8 为 A 形、B 形门机数据，表 4-9 为 C 形门式起重机数据。

表 4-8 DHMDA 和 DHMDB 双梁通用门式起重机性能参数

DHMDA 起重量 m_{RC}=10t(A5)							DHMDB 起重量 m_{RC}=10t(A5)							
S	**B**	**P**	**N**	轨道	v_m	v_t	**S**	L_1/L_2	**B**	**P**	**N**	轨道	v_m	v_t
22	7.5	190	40	P43	3.5	30.0	22	6/6	7.5	190	40	P43	3.5	30.0
26	7.5	205	40	P43	3.5	30.0	26	6/6	7.5	205	40	P43	3.5	30.0
30	7.5	215	46	P43	3.5	30.0	30	8/8	8	215	46	P43	3.5	30.0

续表

DHMDA 起重量 m_{RC}=10t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m	v_t
35	8	245	46	P43	3.5	30.0
40	8	270	46	P43	3.5	30.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=10t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m	v_t
35	8/8	8	245	46	P43	3.5	30.0
40	8/8	8	270	46	P43	3.5	30.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=16t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m	v_t
22	7.5	223	49	P43	8.0	30.0
26	7.5	239	49	P43	8.0	30.0
30	7.5	255	56	P43	8.0	30.0
35	8	288	56	P43	8.0	30.0
40	8	310	56	P43	8.0	30.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=16t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m	v_t
22	6/6	7.5	165	67	P43	8.0	30.0
26	6/6	7.5	171	67	P43	8.0	30.0
30	8/8	8	185	75	P43	8.0	30.0
35	8/8	8	199	75	P43	8.0	30.0
40	8/8	8	210	75	P43	8.0	30.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=20/5t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	253	60	P43	8.0/13.0	30.0
26	7.5	271	60	QU70	8.0/13.0	30.0
30	7.5	287	67	QU70	8.0/13.0	30.0
35	8	327	67	QU70	8.0/13.0	30.0
40	8	179	67	P43	8.0/13.0	30.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=20/5t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	6/6	7.5	186	67	P43	8.0/10.0	30.0
26	6/6	7.5	193	67	P43	8.0/10.0	30.0
30	8/8	8	217	75	P43	8.0/10.0	30.0
35	8/8	8	232	75	P43	8.0/10.0	30.0
40	8/8	8	243	75	QU70	8.0/10.0	30.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=32/5t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	331	69.3	QU70	6.4/13.0	30.0
26	7.5	353	69.3	QU70	6.4/13.0	30.0
30	7.5	197	84.3	P43	6.4/13.0	30.0
35	8	212	84.3	P43	6.4/13.0	30.0
40	8	225	84.3	P43	6.4/13.0	30.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=32/5t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	6/6	7.5	248	76.3	P43	8.0/10.0	30.0
26	6/6	7.5	256	84.3	P43	8.0/10.0	30.0
30	8/8	8	287	84.3	QU70	8.0/10.0	30.0
35	8/8	8	291	98.3	QU70	8.0/10.0	30.0
40	8/8	8	303	98.3	QU70	8.0/10.0	30.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=50/10t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	233	97.5	P43	5.5/13.0	30.0
26	7.5	244	97.5	P43	5.5/13.0	30.0
30	7.5	257	97.5	P43	5.5/13.0	30.0
35	7.5	275	106	P43	5.5/13.0	30.0
40	7.5	290	106	QU70	5.5/13.0	30.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=50/10t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	6/6	7.5	336	106	QU70	6.3/10.0	30.0
26	6/6	7.5	344	106	QU70	6.3/10.0	30.0
30	8/8	8	260	120	QU70	6.3/10.0	30.0
35	8/8	8	273	120	QU70	6.3/10.0	30.0
40	8/8	8	285	120	QU70	6.3/10.0	30.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=63/10t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	283	126.0	P43	5.4/10.0	25.0
26	7.5	294	126.0	P43	5.4/10.0	25.0
30	7.5	307	126.0	QU70	5.4/10.0	25.0
35	7.5	324	126.0	QU70	5.4/10.0	25.0
40	8	236	126.0	P43	5.4/10.0	25.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=63/10t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	6/6	7.5	262	140	P43	6.3/10.0	25.0
26	6/6	7.5	272	140	P43	6.3/10.0	25.0
30	8/8	8	312	140	QU70	6.3/10.0	25.0
35	8/8	8	310	140	QU70	6.3/10.0	25.0
40	8/8	8	244	162	QU70	6.3/10.0	25.0

DHMDA 起重量 m_{RC}=80/20t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	225	126.0	P43	4.2/8.0	25.0
26	7.5	234	126.0	P43	4.2/8.0	25.0
30	7.5	244	126.0	P43	4.2/8.0	25.0
35	7.5	262	140.0	P43	4.2/8.0	25.0
40	8	279	140.0	QU70	4.2/8.0	25.0

DHMDB 起重量 m_{RC}=80/20t(A5)							
S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	6/6	7.5	323	140	QU70	5.0/8.0	25.0
26	6/6	7.5	330	140	QU70	5.0/8.0	25.0
30	8/8	7.5	359	140	QU70	5.0/8.0	25.0
35	8/8	7.5	360	140	QU70	5.0/8.0	25.0
40	8/8	8	280	162	QU70	5.0/8.0	25.0

续表

DHMDA 起重量 m_{RC}=100/20t(A5)							DHMDB 起重量 m_{RC}=100/20t(A5)							
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	266	126.0	P43	3.5/8.0	25.0	22	6/6	7.5	378	140	QU70	4.0/8.0	37.0
26	7.5	282	126.0	P43	3.5/8.0	25.0	26	6/6	7.5	288	140	QU70	4.0/8.0	37.0
30	7.5	293	126.0	QU70	3.5/8.0	25.0	30	8/8	8	309	140	QU70	4.0/8.0	37.0
35	7.5	297	140.0	QU70	3.5/8.0	25.0	35	8/8	8	314	140	QU70	4.0/8.0	37.0
40	8	316	140.0	QU70	3.5/8.0	25.0	40	8/8	8	326	162	QU70	4.0/8.0	37.0
DHMDA 起重量 m_{RC}=125/32t(A5)							DHMDB 起重量 m_{RC}=125/32t(A5)							
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	L_1/L_2	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	7.5	306	167.0	P43	3.2/6.4	25.0	22	6/6	7.5	336	167	QU70	3.2/8.0	25.0
26	7.5	314	167.0	QU70	3.2/6.4	25.0	26	6/6	7.5	339	167	QU70	3.2/8.0	25.0
30	7.5	325	167.0	QU70	3.2/6.4	25.0	30	8/8	8	365	189	QU70	3.2/8.0	25.0
35	8	339	167.0	QU70	3.2/6.4	25.0	35	8/8	8	376	189	QU70	3.2/8.0	25.0
40	8	280	167.0	P43	3.2/6.4	25.0	40	8/8	8	388	189	QU70	3.2/8.0	25.0

注：以上数据源自大连重工华锐集团股份有限公司，若要求起重量、布置形式或工作参数变化时应向制造商咨询。

表 4-9 DHMDC 双梁通用门式起重机性能参数

DHMDC 起重量 m_{RC}=160/32t(A5)							DHMDC 起重量 m_{RC}=200/50t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	10	423	220	QU80	3.2/8.1	20.0	22	10	506	232	QU80	2.6/6.2	20.0
26	10	444	220	QU80	3.2/8.1	20.0	26	10	528	232	QU80	2.6/6.2	20.0
30	10	462	220	QU80	3.2/8.1	20.0	30	10	547	232	QU80	2.6/6.2	20.0
35	10	488	220	QU80	3.2/8.1	20.0	35	10	432	232	QU80	2.6/6.2	20.0
40	10	512	220	QU80	3.2/8.1	20.0	40	10	452	232	QU80	2.6/6.2	20.0
DHMDC 起重量 m_{RC}=250/50t(A5)							DHMDC 起重量 m_{RC}=300/63t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	10	449	262	QU80	2.0/6.2	20.0	22	10	519	272	QU80	1.6/5.1	20.0
26	10	468	262	QU80	2.0/6.2	20.0	26	10	540	272	QU80	1.6/5.1	20.0
30	10	488	262	QU80	2.0/6.2	20.0	30	10	561	302	QU100	1.6/5.1	20.0
35	10	514	262	QU80	2.0/6.2	20.0	35	10	588	302	QU100	1.6/5.1	20.0
40	10	533	262	QU100	2.0/6.2	20.0	40	10	624	302	QU100	1.6/5.1	20.0
DHMDC 起重量 m_{RC}=350/80t(A5)							DHMDC 起重量 m_{RC}=400/100t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	10	593	282	QU100	1.4/5.1	20.0	22	10	642	300	QU100	1.2/4.2	20.0
26	10	617	312	QU100	1.4/5.1	20.0	26	10	667	300	QU100	1.2/4.2	20.0
30	10	641	312	QU100	1.4/5.1	20.0	30	10	711	300	QU100	1.2/4.2	20.0
35	10	673	312	QU100	1.4/5.1	20.0	35	10	604	340	QU100	1.2/4.2	20.0
40	10	581	312	QU100	1.4/5.1	20.0	40	10	636	340	QU100	1.2/4.2	20.0
DHMDC 起重量 m_{RC}=500/100t(A5)							DHMDC 起重量 m_{RC}=600/125t(A5)						
S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t	S	B	P	N	轨道	v_m/v_a	v_t
22	10	628	300	QU100	2.0/3.6	20.0	22	10	625	370	QU100	1.6/3.2	20.0
26	10	631	300	QU100	2.0/3.6	20.0	26	10	621	370	QU100	1.6/3.2	20.0
30	10	655	300	QU100	2.0/3.6	20.0	30	10	651	370	QU100	1.6/3.2	20.0
35	10	697	320	QU100	2.0/3.6	20.0	35	10	612	390	QU100	1.6/3.2	20.0
40	10	633	320	QU100	2.0/3.6	20.0	40	10	643	390	QU100	1.6/3.2	20.0

2. MG系列双主梁通用门式起重机

MG系列双主梁通用门式起重机(10～50/10t,传统形式,见图4-31,表4-10)常用技术参数包括:起重机跨度S(m),起重机总宽L(m),左、右有效悬臂长度L_1、L_2(m),整机自重m_G(kg),最大轮压P(kN),基距B(B=8m),主副钩间距C(mm);主起升速度v_m(m/min),副起升速度v_a(m/min),小车运行速度v_t(m/min),大车运行速度v_k(m/min);整机总功率N(kW)S3 40%;主起升高度H_m(m);副起升高度H_a(m);荐用轨道43kg/m。具体产品的外形尺寸及性能参数见表4-10。

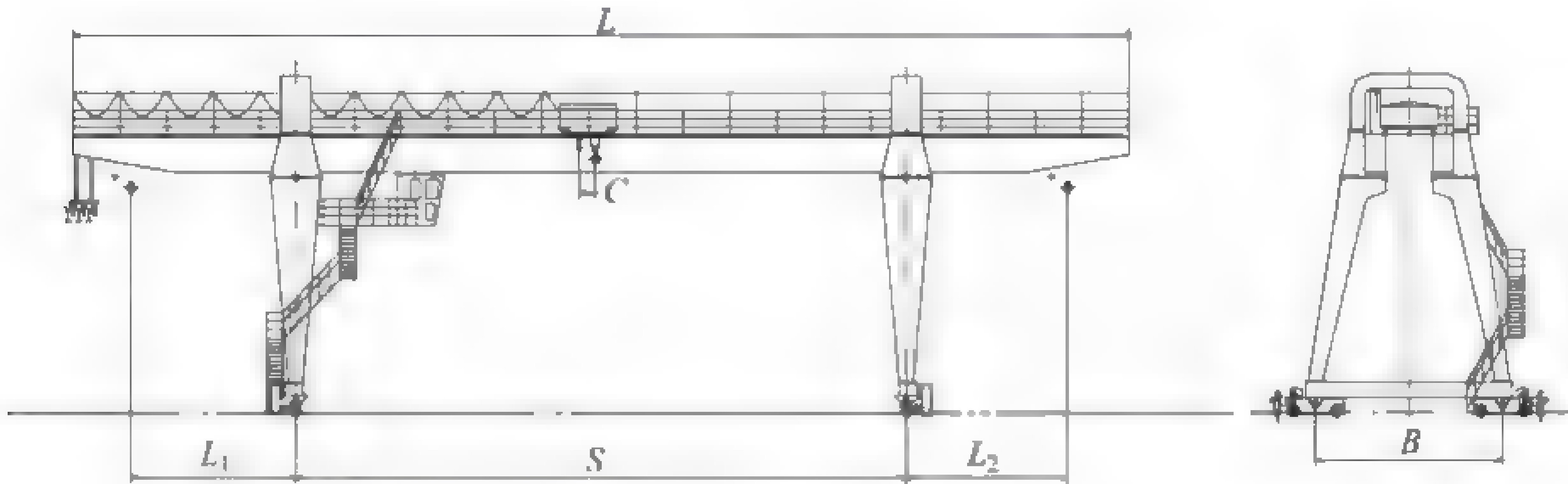


图4-31　MG系列双主梁通用门式起重机(10～50/10t,传统形式)

表4-10　MG系列双主梁通用门式起重机常用技术参数(10～50/10t)

起重量 m_{RC}/t	主要尺寸					主要性能							
	S	L	L_1	L_2	C	v_m	v_a	v_t	v_k	m_G	P	N	H_m/H_a
10	18	32	5	5	—	8.5	—	39.2	37.8	49826	220	32.5	10/
	22	38	6	6						54665	236		
	26	45	7	7					38	66436	263	39.5	
	30	51	8	8						73931	280		
16/3.2	18	32	4.9	5.2	580	9.6	18.7	39.8	37.8	73642	195	66.7	10/11
	22	37	4.9	5.2						78244	201		
	26	43	5.9	6.2						83393	208		
	30	51	7.9	8.2						88621	217		
20/5	18	32	4.9	5.2	836	9.82	16.4	39.8	37.6	75080	206	85.7	10/11
	22	39	5.9	6.2						80743	213		
	26	45	6.9	7.2						88438	223		
	30	51	7.9	8.2						94785	232		
32/5	18	32	4.6	4.9	988	7.49	15.4	38.15	28.3	92120	286	95.5	10/11
	22	38	5.6	5.9						99866	305		
	26	45	6.6	6.9					28.1	109929	322	109.5	
	30	51	7.6	7.9						117307	340		
50/10	18	32	4.5	4.9	1195	5.9	13.2	38.5	32.3	105922	286	119.5	10/11
	22	38	5.5	5.9						119218	305		
	26	44	6.5	6.9					32.1	128779	322	133.5	
	30	50	7.5	7.9						134273	340		

3. MDG 系列 L 形单主梁吊钩通用门式起重机

MDG 系列 L 形单主梁吊钩通用门式起重机(5～32/5t,传统形式,见图 4-32,表 4-11)常用的技术参数包括:起重机跨度 S(m),左、右有效悬臂长度 L_1、L_2(m),最大轮压 P(kN),基距 B(m),吊钩中心至支腿边缘距离 B_1(m),主起升速度 v_m(m/min),副起升速度 v_s(m/min),小车运行速度 v_t(m/min),大车运行速度 v_k;整机总功率 N(kW)S3 40%,主起升高度 H_m(m),副起升高度 H_s(m),荐用轨道 43kg/m。

当起重量为 5,10,16,20t 时,B_1=1.8m;起重量为 32t 时,表 4-11 中前三个机型跨度的 B_1=1.93m,后两个机型跨度的 B_1=1.985m。

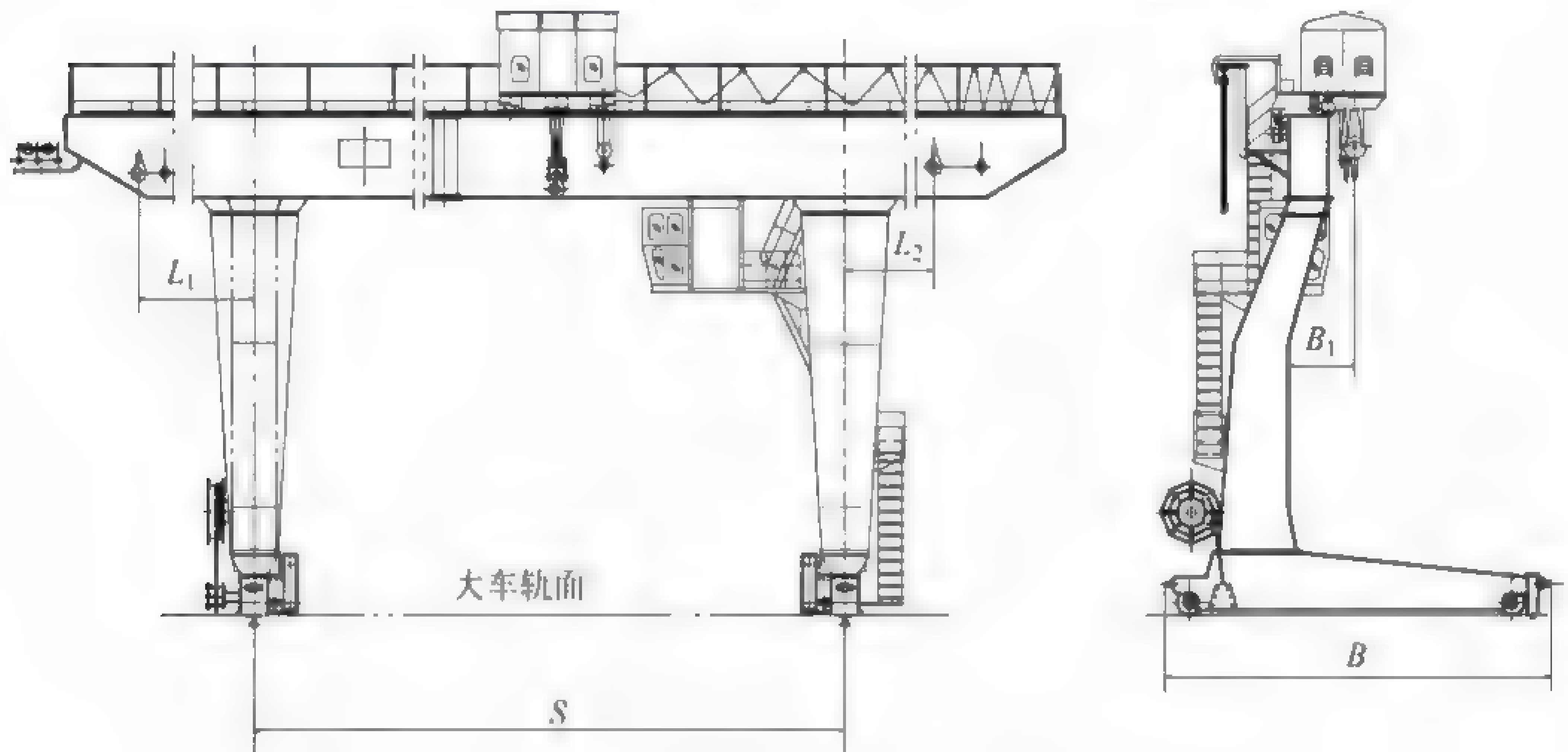


图 4-32 MDG 系列 L 形单主梁吊钩通用门式起重机(5～32/5t)

表 4-11 MDG 系列 L 形单主梁吊钩通用门式起重机常用技术参数(5～32/5t)

MDG 起重量 m_{RC}=5t									MDG 起重量 m_{RC}=10t								
S	L_1	H_m	B	P	v_m	v_t	v_k	N	S	L_1	H_m	B	P	v_m	v_t	v_k	N
18	5	11	6.5	160	12.5	36.6	46.3	31.8	18	5	12	7	225	9.5	38.6	39.6	39.5
22	5	11	6.5	166	12.5	36.6	46.3	31.8	22	5	12	7	236	9.5	38.6	39.6	39.5
26	5	11	7	185	12.5	36.6	46.3	40.8	26	5	12	7.5	239	9.5	38.6	39.6	48.5
30	7	11	7	213	12.5	36.6	40.1	40.8	30	7	12	7.5	286	9.5	38.6	39.6	48.5
35	7	11	7	233	12.5	36.6	40.1	40.8	35	7	12	7.5	298	9.5	38.6	39.6	48.5

MDG 起重量 m_{RC}=16/3.2t								
S	L_1/L_2	H_m/H_s	B	P	v_m/v_s	v_t	v_k	N
18	5/5	12/14	8.6	292	9.5/19.5	39.4	40.1	71.3
22	5/5	12/14	8.6	300	9.5/19.5	39.4	40.1	71.3
26	5/5	12/14	9.1	301	9.5/19.5	39.4	40.1	71.3
30	7/7	12/14	9.3	363	9.5/19.5	39.4	47.1	82.3
35	7/7	12/14	9.3	375	9.5/19.5	39.4	47.1	82.3

续表

MDG 起重量 m_{RC}=20/5t								
S	L_1/L_2	H_m/H_a	B	P	v_m/v_a	v_t	v_k	N
18	5/5	12/14	9.1	340	7.2/19.4	39.4	40.1	76.8
22	5/5	12/14	9.1	346	7.2/19.4	39.4	40.1	76.8
26	5/7	12/14	9.8	362	7.2/19.4	39.4	40.1	87.8
30	7/7	12/14	9.8	419	7.2/19.4	39.4	47.1	87.8
35	7/7	12/14	9.8	432	7.2/19.4	39.4	47.1	87.8
MDG 起重量 m_{RC}=32/5t								
S	L_1/L_2	H_m/H_a	B	P	v_m/v_a	v_t	v_k	N
18	5/5	12/16	9.8	460	7.8/20	38.5	47.9	93.5
22	5/5	12/16	9.8	470	7.8/20	38.5	47.9	93.5
26	7/7	12/12.85	11.6	265	7.8/20	38.5	47.9	101.5
30	7/7	13/16	12.1	280	7.8/20	38.5	47.9	101.5
35	7/7	13/16	12.1	290	7.8/20	38.5	47.9	101.5

4. MHT 系列 AS 型电动葫芦吊钩通用门式起重机

MHT 系列 AS 型电动葫芦吊钩通用门式起重机(2～10t,见图 4-33,表 4-12)常用性能参数包括：起重量 m_{RC}(t),主起升速度 v_m(m/min),跨度 S(m),悬臂长度 S_1(mm),起升高度 H(m),基距 B(mm),最大轮压 P(kN),大车轮直径 D(ϕ400、ϕ500mm),小车轮直径(ϕ100、ϕ125/ϕ140、ϕ200mm),运行速度(8～40m/min),运行机构电机功率(0.2～2kW)。

5. MH 系列 ZX 型电动葫芦吊钩通用门式起重机

MH 系列 ZX 型电动葫芦采用先进的模块化与组合性设计,直驱型运行机构(无裸露齿轮和车轮凸缘),具有外形轮廓紧凑与低净空结构、高工作级别(M5～M7)与高可靠性、性能优异与自重轻等优势,大起重量时采用双梁双绕绳型小车式结构,适应面广。

MH 系列 ZX 型电动葫芦吊钩通用门式起重机(2～10t,见图 4-34,表 4-13)常用技术参数包括：起重量 m_{RC}(t),跨度 S(m),左右悬臂长度 S_1、S_2(m),左右有效悬臂长度 L_1、L_2(m),基距 B(m),起升高度 H(m)；主起升速度 v_m(m/min),小车运行速度 v_t(m/min),大车运行速度 v_k(m/min),起升、小车和大车运行功率 N_1、N_2、N_3(kW),最大轮压 P(kN)。

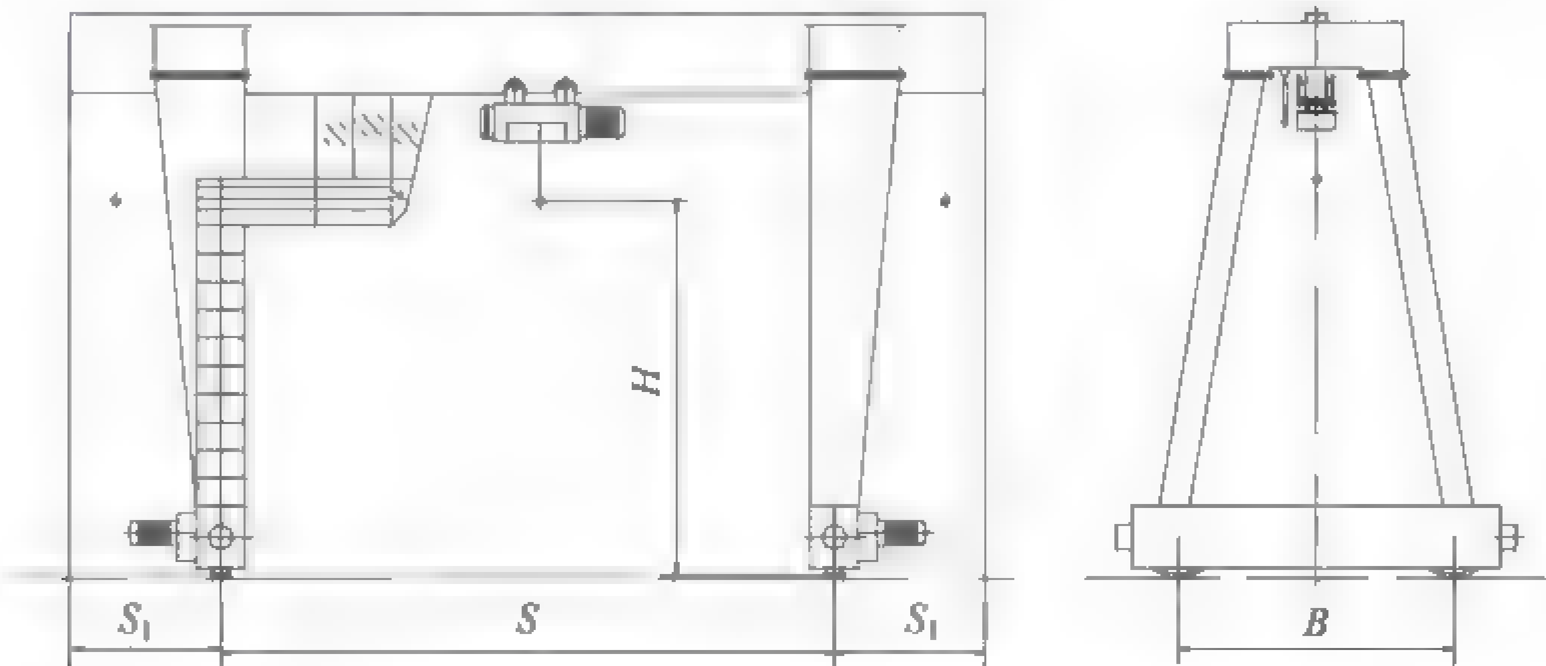


图 4-33 MHT 系列 AS 型电动葫芦吊钩通用门式起重机(2～10t)

表 4-12　MHT 系列 AS 型电动葫芦吊钩通用门式起重机常用技术参数(2～10t)

m_{RC}	工作级别	v_m	N
2	M4	8/1.3	3.1/0.52
		12/2	5/0.83
3.2	M4	4/0.7	2.5/0.42
		6/1	3.9/0.65
	M5	8/1.3	5/0.83
		12/2	7.8/1.3
4	M4	4/0.7	3.1/0.82
		6/1	5/0.83
5	M4	5/0.8	5/0.83
		8/1.3	7.8/1.3
	M5	4/0.7	3.9/0.52
		6/1	6.2/1
6.3	M4	4/0.7	5/0.93
		6/1	7.8/1.3
8	M4	4/0.7	6.2/1
		6/1	9.7/1.6
10	M4	4/0.7	7.8/1.3
		6/1	12/2

m_{RC}	H	B	S	S_1	P
2	6	4455	6	2000	44
			10	3000	46
			14		48
			18		50
			22		51
	10	1205	18	3000	63
			22		66
3.2	6	4455	6	2000	52
			10	3000	53
			14		56
			18		61
			22		67
	10	5815	18	3000	71
			22		74
5(4)	6	4455	6	2000	65
			10	3000	68
			14		72
			18		77
			22		83
	10	5815	14	3000	81
			18		84
			22		89
8(6.3)	6	4455	6	2000	85
			10	3000	89
			14		93
		4485	18		101
			22		108
	10	5815	14	3000	102
			18		107
			22		110
10	6	4455	6	2000	99
			10	3000	103
			14		108
		4485	18		117
			22		123
	10	5815	14	3000	115
			18		123
			22		130

注：以上数据源自天津起重设备有限公司，若要求起重量、布置形式或工作参数变化时应向制造商咨询。

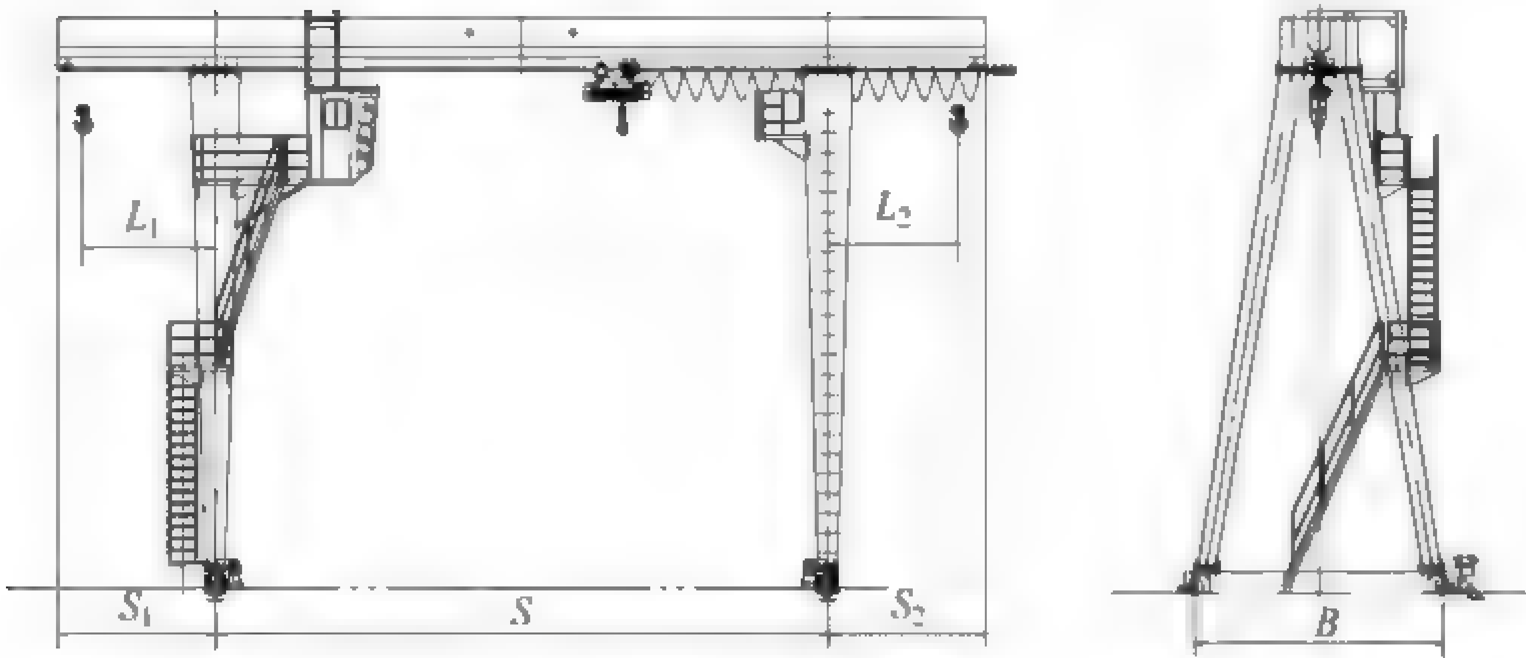


图 4-34　MH系列ZX型电动葫芦吊钩通用门式起重机(2～10t)

表 4-13　MH系列ZX型电动葫芦吊钩通用门式起重机常用技术参数(2～10t)

m_{RC}	S	H	v_m	v_t	v_k	N_1	N_2	N_3	B	L_1	L_2	P
2	9.5	4.5	8/2.7	20/5	30	1.23	0.45/0.1	2×0.8	3	−0.7	−0.7	18
3	5.5	4.5	8/2.7	20/5	30	2.6	0.45/0.1	2×0.8	3.2	2.2	−0.3	29.3
	18	6	8/2.7	20/5	45.9	2.6	0.45/0.1	2×3.5	5.6	4.5	4.7	53
5	8	3.5	4/1.3	20/5	30	1.23	0.45/0.1	2×0.8	3.5	2.4	0.4	45
	12	9	4/1.3	20/5	41.1	1.23	0.45/0.1	2×1.8	6	3.0	3.0	93
10	8	6	4/1	20/5	30	2.3	0.6/0.15	2×1.5	3.5	−0.2	−0.2	85
	9	9	4/1	20/5	39.5	2.3	0.6/0.15	2×7.5	6	3.3	3.3	93
	13.5	9	4/1	20/5	39.5	2.3	0.6/0.15	2×7.5	7	0.4	4.4	143.8
	15	7.5	4/1	20/5	39.5	2.3	0.6/0.15	2×7.5	7	2.2	0.2	124
	18	9	4/1	20/5	39.5	2.3	0.6/0.15	2×7.5	7	−0.2	3.7	124

注：以上数据源自南京起重机械总厂有限公司，若要求起重量、布置形式或工作参数变化时应向制造商咨询。

6. MH系列CD/MD型电动葫芦吊钩通用门式起重机

MH系列CD/MD型电动葫芦吊钩通用门式起重机(2～10t，见图4-34)常用技术参数见表4-14。

表 4-14　MH系列CD/MD型电动葫芦吊钩通用门式起重机常用技术参数(2～10t)

m_{RC}	S	H	v_m	v_t	v_k	N_1	N_2	N_3	B	L_1	L_2	P
2	9.5	4.5	8/0.73	20(30)	30	3/0.4	0.4	2×0.8	3	−0.7	−0.7	18
3	5.5	4.5	8/0.73	20(30)	30	4.5/0.4	0.4	2×0.8	3.2	2.2	−0.3	29.3
	18	6	8/0.73	20(30)	45.9	4.5/0.4	0.4	2×3.5	5.6	4.5	4.7	53
5	8	3.5	8/0.78	20(30)	30	7.5/0.8	0.8	2×0.8	3.5	2.4	0.4	45
	12	9	8/0.78	20(30)	41.1	7.5/0.8	0.8	2×1.8	6	3.0	3.0	93
10	8	6	7/0.7	20(30)	30	13/1.5	2×0.8	2×1.5	3.5	−0.2	−0.2	85
	9	9	7/0.7	20(30)	39.5	13/1.5	2×0.8	2×7.5	6	3.3	3.3	93
	13.5	9	7/0.7	20(30)	39.5	13/1.5	2×0.8	2×7.5	7	0.4	4.4	143.8
	15	7.5	7/0.7	20(30)	39.5	13/1.5	2×0.8	2×7.5	7	2.2	0.2	124
	18	9	7/0.7	20(30)	39.5	13/1.5	2×0.8	2×7.5	7	−0.2	3.7	124

注：CD型电动葫芦 v_m 为单起升速度(分子表示)，MD型电动葫芦 v_m 为双起升速度(分子/分母表示)，N_1 类似。

4.1.6 选用原则及关注要点

1. 一般选用原则

1) 机型与工作参数合理匹配原则

应用于装卸作业场合的起重机通常采用较高配置的工作参数，而一般作业场合宜取为中等配置的工作参数。通常情况下，起重量不大于10t、工作级别不大于A4的一般作业场合宜选用电动葫芦门式起重机；跨度不大于30m、起重量不大于30t、工作级别不大于A6、无特殊要求的一般装卸作业场合，宜选用单主梁门式起重机；若要求门腿宽度大、起重量大于10t以上、工作级别与工作速度较高（或有生产能力要求），或经常吊运重件、大长件物品、散状物料的装卸作业场合，宜选用双主梁门式起重机。

2) 取物装置与搬运工艺适应性原则

选用时，一般应根据被搬运物品的物理性状（物料种类、几何外形尺寸等）、装卸效率、简化辅助劳动、安全高效作业等要求，确定取物装置类型、多用性（二用、三用、吊具互换性等）、双/多小车联合作业等搬运工艺能力。另外，取物装置极限位置也应符合搬运工艺性要求。

3) 跨度与悬臂长度合理优化原则

跨度和悬臂长度能表征门式起重机作业承载能力，也是影响整机重量的重要因素。两者长度比值符合等刚度或等强度条件时主梁自重最小，即小车位于悬臂极限端时的主梁支腿处弯矩应与小车位于跨中时的主梁弯矩相等（或相近）。跨度和悬臂应根据场地条件和搬运工艺要求而定，而悬臂长度与运输车辆间的距离关系可参考图4 35。在满足使用条件的前提下，无斜拉杆主梁悬臂长度为$S/3$左右（趋近优化值），且跨度和有效悬臂长度应符合标准规定（见表4-3）。

4) 抗倾覆稳定性与物品通过性原则

基距尺寸首先应满足整机沿轨道方向的抗倾覆稳定性要求，并结合支腿构形使被吊运货物能顺利通过支腿平面刚架，一般取基距$B=(1/6\sim1/4)S$。此外，悬臂长度尺寸与起重小车所形成的有效悬臂长度还应满足垂直于轨道方向的抗倾覆稳定性要求。

5) 安全防护系统与限界线安全原则

通用门式起重机各种机型都应具有完备有效的安全防护系统（包括电气防护）。另外，货物的堆放及运输车辆通道与门式起重机自身限界线间关系应符合安全规定要求，如图4-36所示。

6) 标准化、可维性与优良性价比原则

通用门式起重机造型中应优先执行标准化原则，同时尽可能考虑系统的可维性与性价比最优原则。

2. 通用门式起重机选用关注要点

(1) 应按相关标准规定的技术要求、工作环境条件等具体内容执行；

(2) 主梁静刚度与上拱度设计，同时也应关注动刚度的影响；

(3) 大跨度时刚-柔支腿组合设计与大悬臂时的拉杆设计；

(4) 与取物装置特殊性（双绳抓斗、电磁吊具、抬吊等）相关的协调性设计；

(5) 大跨度时车轮啃轨与自动纠偏设计；

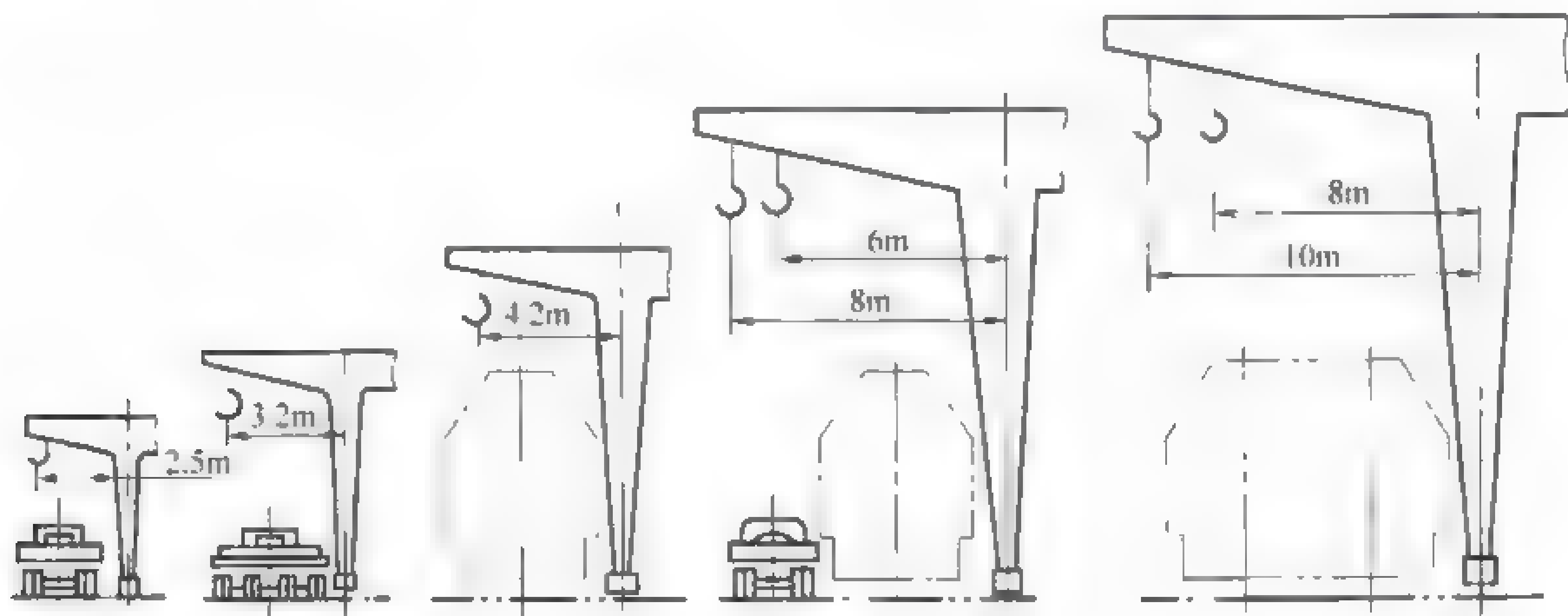


图4 35 门式起重机悬臂长度与运输车辆间距离

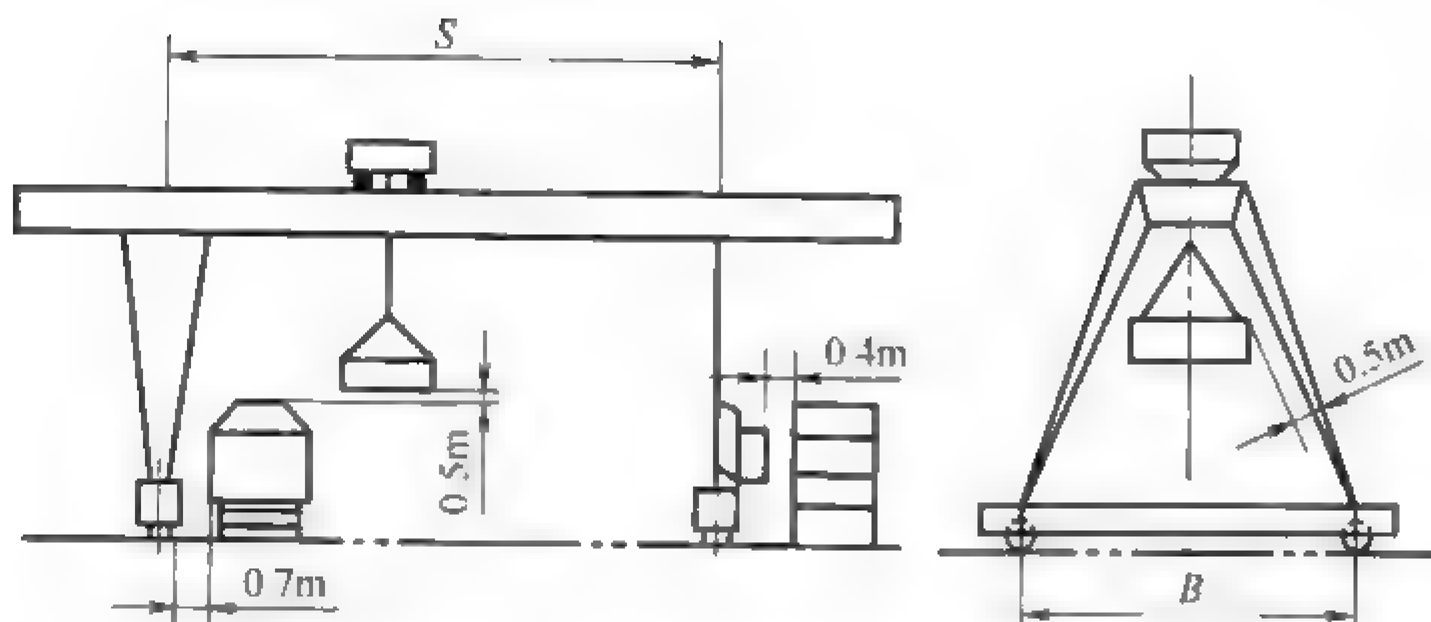


图 4-36　门式起重机限界线安全要求

(6) 轨道自行式驱动打滑设计与抗风防滑安全设计；

(7) 行程限位安全冗余与防碰撞设计；

(8) 整机轮压、载荷试验要求等与使用场地适应性问题；

(9) 完备的安全防护系统与导电系统安全设计等；

(10) 良好的系统人机工效设计与运输、安装等相关问题。

此外，通用门式起重机一般选用原则及要点应符合国家标准相关要求。

4.1.7　技术标准与规范

通用门式起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护等应遵循或参考表 4-15 中的规范与标准。

表 4-15　通用门式起重机的技术标准或规范

序号	编　号	标准名称
1	GB/T 14406—2011	《通用门式起重机》
2	GB/T 27997—2011	《造船门式起重机》
3	JB/T 5663—2008	《电动葫芦门式起重机》
4	JB/T 6128—2008	《水电站门式起重机》
5	GB 6067.5—2014	《起重机械　安全规程　第 5 部分：桥式和门式起重机》
6	GB/T 31052.5—2015	《起重机械　检查与维护规程　第 5 部分：桥式和门式起重机》

4.2　装卸桥

4.2.1　概述

1. 机型特点

装卸桥属于一种以高生产率为主要指标的装卸作业类专用门式起重机，通常起重量不大于 50t，轨距大于 35m，工作速度和工作级别高，多采用专用取物装置，主要用于有大宗物品(矿石、煤炭、矿建材料、木材、集装箱等)的定点装卸场合。装卸桥按使用场合可分为普通装卸桥、桥式抓斗卸船机、岸边集装箱起重机、轨道式集装箱门式起重机等类型，后三种机型都因其专业化特性而成为专用机型，在本手册其他章节已有专门论述，这里不再重复。

用于港口的装卸桥一般具有工作级别高、轨距大、双悬臂、运行速度快、作业效率高、自重轻、投资少等特点。

图 4-37 所示为广州鱼珠木材码头使用的大跨距大伸距双悬臂装卸桥。该起重机具有木材装卸船舶、木材堆场、木材装卸汽车和火车等功能。

装卸桥轨距大，可充分利用堆场面积，能提高堆场的堆存能力；采用市电做动力，不仅节能环保，而且可提高起升和运行速度，提高作业效率；起重机结构简单，操作容易，维护方便，有利于在内河中小型码头推广应用。

装卸桥整机结构形式灵活，可根据使用现场条件确定起重机的轨距、悬臂长度等结构参数。



图 4-37　港口双悬臂装卸桥

2. 应用范围

装卸桥广泛应用于港口、车站、电厂和林区货场等场所的件杂货(钢卷、木材、石材等)、散货(煤炭、沙子等)的装卸、堆场作业,根据货物装卸作业要求可采用吊钩、抓斗或其他专用吊具进行作业。

内河港口结合自身特点,又对装卸桥的使用做了一些发展。内河港口的装卸桥常用于大水位差直立式码头或简易码头,并与货场直接相连。装卸桥作业时既可以进行船舶装卸作业,又可以直接在货场进行堆场作业,充分发挥其一机多用的优势。

3. 发展现状与趋势

装卸桥是在通用门式起重机的基础上发展起来的一种机型,严格来讲,仍是门式起重机的一种,因其具有装卸船舶、汽车、火车以及堆场等多种功能,且作业效率高,造价低,得到较为广泛的推广应用。但在一些大型煤炭和集装箱专业化码头,装卸桥将逐步被专业化的桥式抓斗卸船机、岸边集装箱起重机和轨道式集装箱门式起重机等专业机型取代。

4.2.2　机型分类

1. 按照起重小车形式分类

装卸桥按照起重小车形式分类,有单小车式和双小车式等形式。其中双小车装卸桥的一个小车为载重小车,另一个小车为安装电气设备和司机室的牵引小车。在港口使用中如无特殊要求,多采用单小车式装卸桥。

2. 按照吊属具分类

装卸桥按照吊属具分类,可以分为吊钩式、抓斗式和其他专用吊具等形式。其中吊钩式装卸桥主要用于木材、石材等件杂货的装卸作业;双颚抓斗式装卸桥主要用于煤炭、沙子等散状物料的装卸作业;木材抓斗则用于圆木材的装卸作业;而采用其他专用吊具的装卸桥,则根据所装卸货物不同,分别配用各种专用吊具,如吊装钢板的电磁吊梁、吊装废钢材的电磁吸盘、吊装钢卷钢锭的C形钩、夹钳等。

3. 按照龙门架结构形式分类

按照龙门架主结构形式可以分为桁架结构形式(如图 4-38 所示)和箱形结构形式(如图 4-39 所示)两种。采用桁架结构的装卸桥可减轻整机自重,而采用箱形结构的装卸桥更便于制造。以下重点介绍箱形结构的装卸桥。

4. 按主梁有无悬臂分类

装卸桥按照其主梁有无悬臂,又可以分为无悬臂、单悬臂和双悬臂三种类型。港口用装卸桥大多为双悬臂装卸桥。图 4-40 所示为大连港杂货码头公司的双悬臂 42t-50m 装卸桥。

4.2.3　整机组成及特点

1. 整机组成

装卸桥沿地面轨道行走,可在规定的区域内进行装卸和堆场作业,根据工艺要求可进行船舶、火车和汽车的装卸作业。

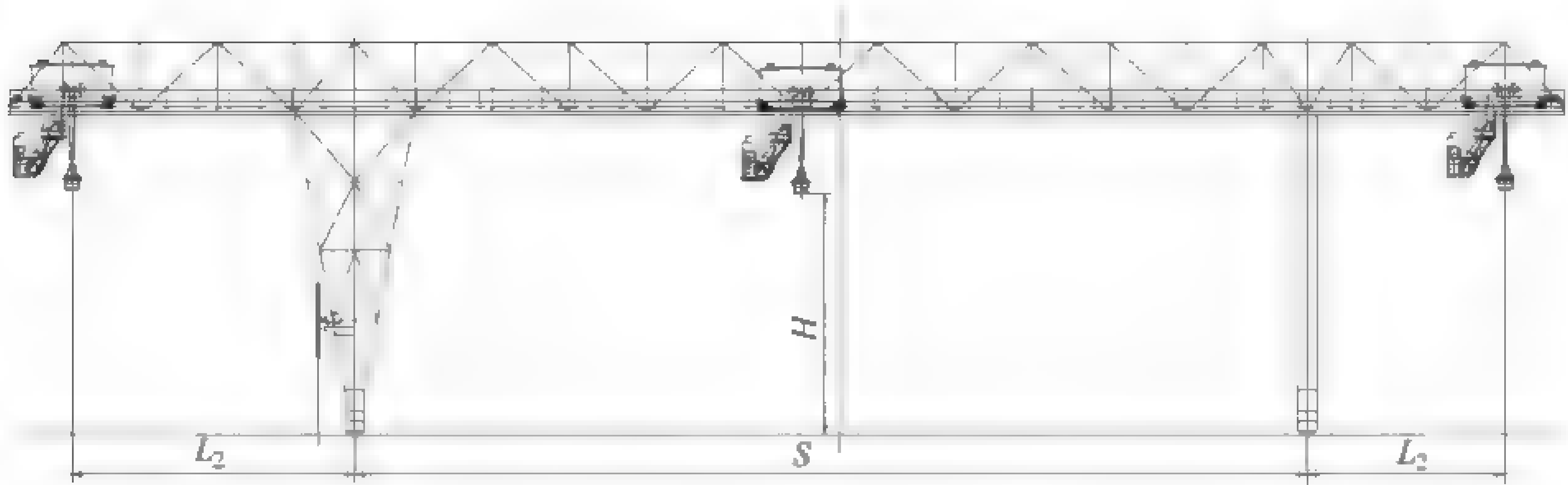


图 4-38　双悬臂桁架结构装卸桥

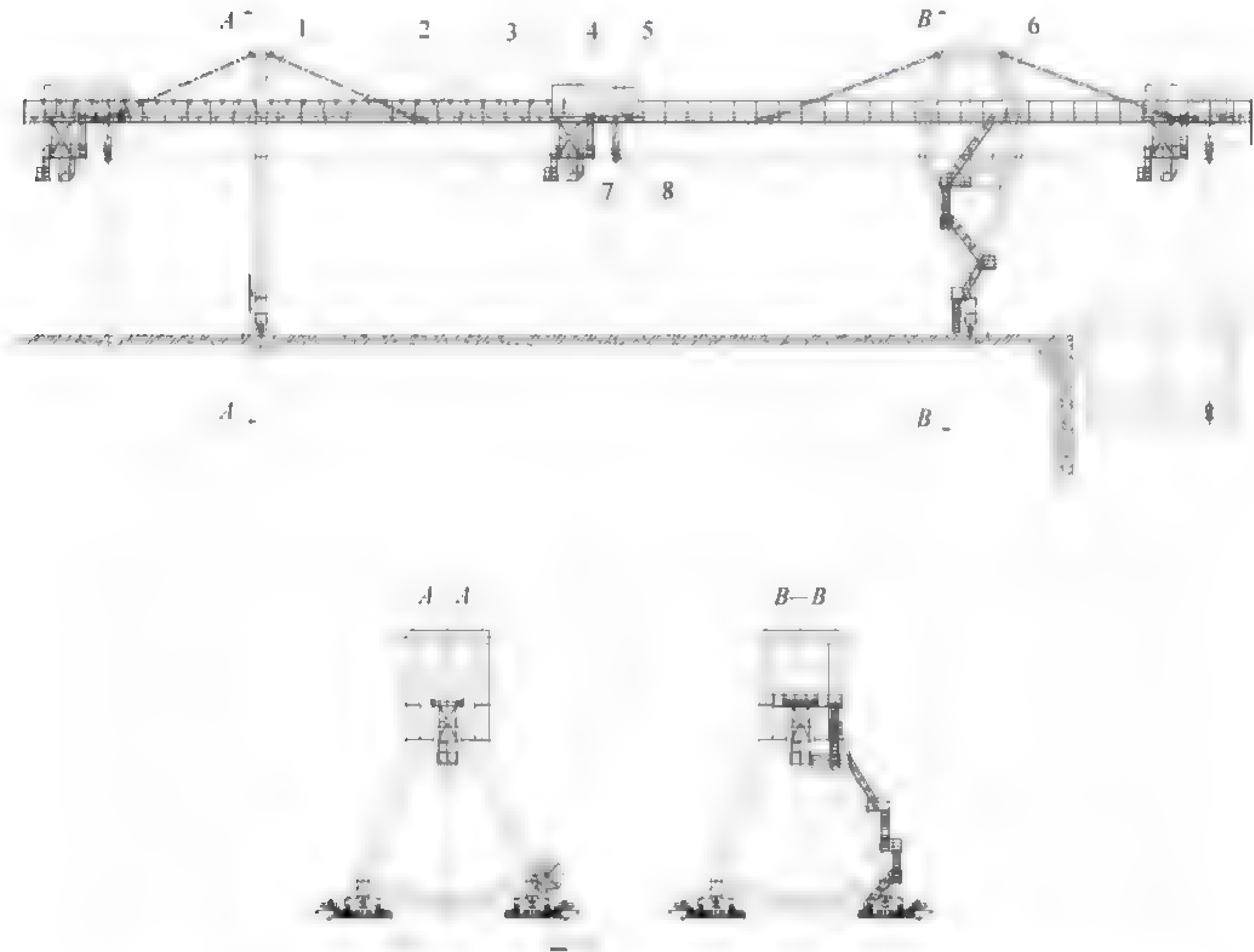


图 4-39　双悬臂箱形结构装卸桥

1—龙门架；2—整机梯子平台；3—小车供电系统；4—辅助小车；5—起重小车；6—电气房；7—司机室；8—吊钩总成；9—大车运行机构；10—电缆卷筒；11—防风拉索装置

如图 4-39 所示，装卸桥一般由龙门架 1、起重小车 5、整机梯子平台 2、大车运行机构 9、防风拉索装置 11、大车锚定装置、大车供电系统、小车供电系统 3、电气系统及电气房 6 等组成。有的装卸桥除设有起重小车外，还配有辅助小车 4。

装卸桥一般采用双箱形主梁结构，根据工艺布置要求和结构受力不同，龙门架可带单悬臂、双悬臂或无悬臂。带悬臂的起重机根据受力要求还可带有马鞍架和斜拉杆。龙门架主结构一般沿纵向轴线呈整体对称形式。

用于港口或电厂进行装卸作业的装卸桥，其整机和机构的工作级别一般高于普通装卸或安装用门式起重机的工作级别。起重机整机工作级别一般为 A6～A8。



图 4-40 大连港杂货码头公司的双悬臂装卸桥

起重小车在主梁轨道上运行，司机室刚性悬挂在小车架下方，随小车一同运行。

装卸桥两侧的门腿通过平衡梁各自支承于台车上，其中驱动车轮数一般大于所有车轮总数的1/2。

根据作业工况的要求，起升机构和小车运行机构可单独动作，也可联合动作。

起重机的所有机构(包括起升机构、小车运行机构、大车运行机构等)均可在司机室由司机进行集中操作控制。大车运行机构也可在地面通过安装在下横梁处的操作箱进行点动操作。

起重机整机供电可采用低压或高压供电，多采用电缆卷筒供电方式；起重小车多采用电缆拖令供电方式。

起升、小车运行和大车运行机构一般采用交流变频调速系统，起升机构一般采用恒功率调速功能，以提高起重机的作业效率。

2. 起重小车

装卸桥的起重小车一般采用自行式起重小车，四轮支承，运行在龙门架大梁上部的轨道上。起重小车由小车架、小车梯子平台、起升机构、小车运行机构、水平轮、机器房、司机室、吊属具等组成。司机室刚性悬挂(或采用弹性胶垫支承)在小车架的侧下方。吊属具根据装卸货物要求，可采用吊钩或抓斗等各种吊属具。

起重小车亦可取消小车架上的机器房，以尽可能降低小车的自重和迎风面积，降低运行阻力，从而提高小车的运行速度，但应合理考虑电动机、制动器、电气设备等零部件的防雨、防尘等问题。

装卸桥起重小车的轨距和基距一般较小，小车平台面积有限，无法设置电气房，故有的装卸桥采用双小车方式，即在主小车(起重小车，或称载重小车)上安装起升机构和小车运行机构，而在由主小车牵引的辅助小车上设置电气房，下面悬挂司机室，如图 4-39 所示。

3. 整机结构

1) 龙门架结构

龙门架一般为双悬臂(少量为单悬臂或无悬臂)、双主梁对称结构形式，主要有桁架式和箱形两种形式。前者的主梁和门腿均采用桁架式结构，自重轻，但制作工艺复杂，目前基本被淘汰；后者采用箱形结构，自重大，但制造工艺和设备维护相对简单，目前得到广泛应用。

由于装卸桥轨距较大，一般轨距 $S>35$m，为补充制造、安装、温度、载荷和轨道变化等引起的门架结构变形影响，龙门架的门腿一般采用一刚一柔结构形式。故龙门架一般由主梁、

端梁、刚性腿、柔性腿和马鞍架、斜拉杆等组成。

刚性腿与主梁刚性连接，而柔性腿与主梁之间可采用刚接或铰接方式连接。

(1) 主梁。对于大跨距装卸桥，其主梁悬臂长度 L 可取为 $L\approx(0.25\sim0.35)S$(S 为装卸桥轨距)，主梁高度 $b=(1/14\sim1/8)S$；主梁截面如采用Ⅱ形桁架结构，且对小车轨距无特殊要求，一般取两片主桁架之间的距离为 $(1/15\sim1/12)S$，主桁架高度可根据 $b=(1/5\sim1/3)L$ 范围选定。目前装卸桥主梁大多以偏轨箱形梁结构形式为主，如图 4-41 所示。为提高主梁主腹板与上翼缘板之间焊缝的疲劳强度，也可以将局部采用 T 型钢代替，如图 4-42 所示。

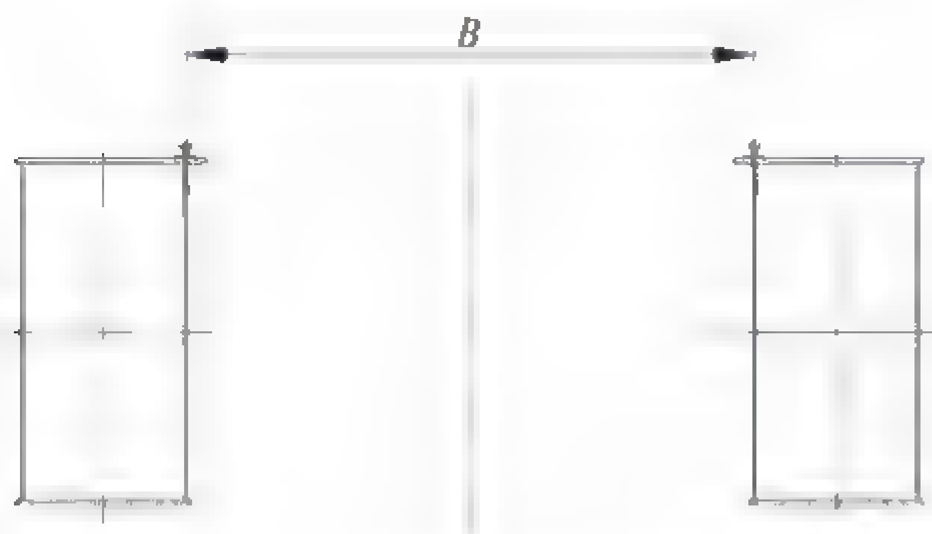


图 4-41　偏轨箱形主梁截面形式

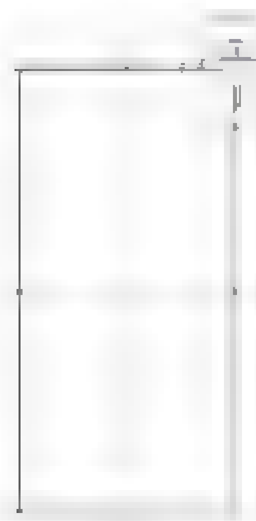
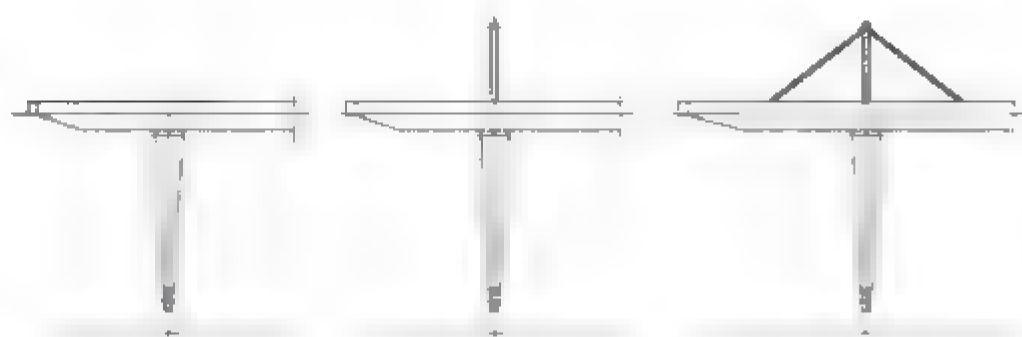
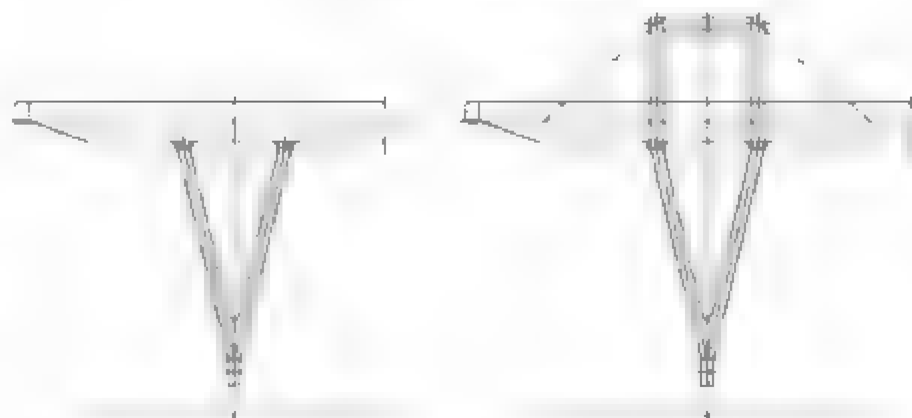


图 4-42　主梁局部采用 T 型钢代替

(2) 刚性腿。刚性腿与主梁之间可采用焊接或高强度螺栓等方式刚性连接。刚性腿按其结构形式分为 I 形和 V 形两种形式，其中 I 形刚性腿的门腿横截面从垂直主梁长度方向看"上宽下窄"，上下变化很大。根据龙门架是否带马鞍架和斜拉杆有多种形式，如图 4-43 所示。



(a) I 形刚性腿



(b) V 形刚性腿

图 4-43　刚性腿结构形式

(3) 柔性腿。柔性门腿与主梁可采用刚接(焊接或高强度螺栓连接)或水平铰轴铰接两种方式连接。前者工艺简单，后者采用轴连接，较为复杂。

(4) 马鞍架和斜拉杆。大跨距、大悬臂起重机的钢结构最大缺点不是强度问题，而是刚度不足，包括主梁跨中的垂直静刚度、水平静刚度和悬臂端的垂直静刚度，尤其是主梁跨中水平静刚度和悬臂端的垂直静刚度。

为提高主梁的水平刚度和抗扭刚度，减少小车轨道中心距的变化量，装卸桥刚性腿和柔性腿上方一般设置马鞍架，对于悬臂长度较大的起重机，还要设置斜拉杆，以提高悬臂端的静刚度，如图 4-39 所示。斜拉杆与主梁和马鞍架上横梁最好采用铰接连接方式，以应对大跨距装卸桥振动大的不足。

2) 小车架

装卸桥的小车架与通用桥式起重机和通用门式起重机类似，不再赘述。

3) 梯子平台

起重机梯子平台由主梁平台、门腿登机梯

子平台、电缆卷筒梯子平台、小车梯子平台等组成。其中门腿登机梯子平台多设置在刚性腿一侧，电缆卷筒及其检修梯子平台则多设置在柔性腿一侧。

4. 主要机构

装卸桥的起升机构和小车运行机构一般为工作性机构，速度较高；大车运行机构一般为非工作性机构，运行速度较低。

1）起升机构

通用门式起重机和通用桥式起重机一般设置主、副两套起升机构，而装卸桥一般只有一套起升机构，极少数产品有主、副两套起升机构。

由于装卸桥经常有下降深度的要求，故起升高度一般较大。

2）小车运行机构

装卸桥的起重小车多采用四轮支承方式，小车运行机构一般采用集中驱动，根据驱动要求，可采用一套或两套集中驱动装置，即起重小车采用1/2驱动或全驱动方式。

3）大车运行机构

装卸桥的大车运行机构与通用门式起重机的大车运行机构形式类似，所不同的是装卸桥一般用于港口、电厂等空旷区域，风速高，风阻力大，故电动机驱动功率较大，抗风防滑安全性要求较高。

4.2.4 总体设计与计算

1. 整机主要技术性能参数说明

装卸桥的主要技术性能参数有起重量、起升高度、轨距、有效悬臂长度（伸距）、门腿通过能力、速度、轮压、自重、装机容量等。

1）起重量

装卸桥起重量系列为：5，10，20，32，40，50t。

2）起升高度

起重机的轨上起升高度大多在15m上下，目前最大的一般不超过20m。另外，如果需要装卸船舶，则有下降深度要求；用于内河大水位差码头的装卸桥，其最大下降深度可达20m。

3）轨距和有效悬臂长度

大跨距大伸距装卸桥广泛用于内河港口，兼做装卸和堆场作业。装卸桥的轨距和有效悬臂长度更多的是根据场地情况来确定，轨距大多在35～65m之间；起重机的最大有效悬臂长度有超过20m的。

4）速度

速度是影响起重机作业效率的重要参数，随着技术水平的不断提高，起重机的速度要求也越来越高。起重机的速度参数包括起升速度、小车运行速度和大车运行速度。目前装卸桥最大满载起升速度一般不超过50m/min；小车最大运行速度可达100m/min或更高；大车运行机构一般为非工作性机构，运行速度较低，速度为20～50m/min。

5）自重与轮压

装卸桥自重较轻，多用于内河中小港口。为降低码头土建投资，轮压一般较低，大多控制在300kN以下。

2. 主梁悬臂预拱度设计计算

对于装卸桥，根据《通用门式起重机》（GB/T 14406—2011）国家标准，当空载小车位于门腿支点位置（无悬臂时在极限位置）时，上拱最高点应在轨距中部$S/10$范围内，其值不应小于$0.7S/1000$；悬臂端的上翘度不应小于$0.7L/350$。

1）主梁跨中预拱度计算

上拱度沿主梁长度方向应均匀变化。在主梁跨中范围内的预拱度曲线，可通过抛物线或正弦曲线法计算出来，这里不再赘述。

2）主梁悬臂段预拱度计算

起重机主梁有效工作悬臂端范围内的预拱度曲线（图4-44中Ox_1段），也可以通过上述抛物线或正弦曲线法计算出来；而对于悬臂有效工作长度点以外区段，即图中x_1x_2段，建议采用切线法计算预拱度。

如图4-44所示，假定以门腿支承点为悬臂预拱度计算的坐标原点O，悬臂有效工作点为x_1，悬臂最外端为x_2，按《通用门式起重机》（GB/T 14406—2011）标准，取x_1点的上拱度为$y_1=0.7L/350$，则按抛物线和切线法计算的主梁悬臂部分的预拱度曲线如下：

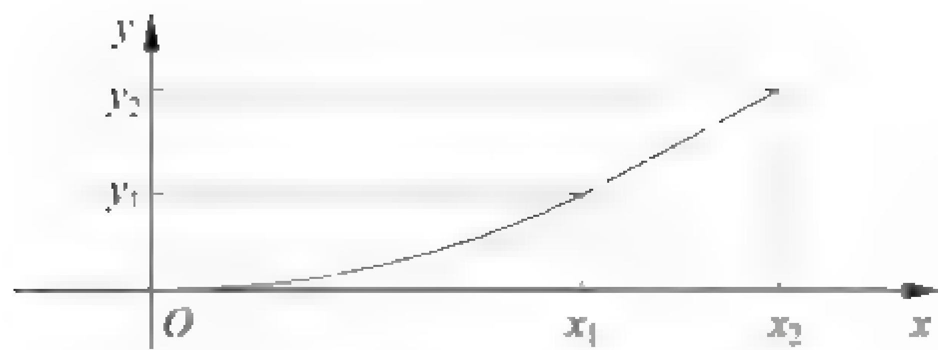


图 4-44 主梁悬臂预拱度计算简图

$$y=\begin{cases}\dfrac{y_1}{x_1^2}\cdot x^2, & 0<x\leqslant x_1\\ \dfrac{2y_1}{x_1}\cdot x-y_1, & x_1<x\leqslant x_2\end{cases}\tag{4-3}$$

3) 计算案例

某装卸桥轨距 62.4m，基距 15m，主梁水侧悬臂有效工作长度 21m，总长度 24.7m；陆侧悬臂有效工作长度 13.5m，总长 20.9m，起升高度 15m，下降深度 7m。

根据《通用门式起重机》(GB/T 14406-2011)国家标准，主梁跨中上拱度不小于 43.68mm，取 45mm；水侧有效悬臂端的上翘度不小于 42mm，取 45mm；陆侧有效悬臂端的上翘度不小于 27mm，取 30mm。

主梁跨中采用抛物线法，悬臂按式(4-3)计算得到主梁全长的预拱度数值(见表 4-16)和预拱度曲线(见图 4-45)。

4.2.5 典型产品技术性能参数

目前国内生产装卸桥的厂家很多，表 4-17 为国内部分制造单位生产的港口用装卸桥的主要技术性能参数。

4.2.6 选用注意事项

1. 注意主梁静刚度不足引起的起重小车啃轨或脱轨问题

装卸桥轨距大，选型时应特别注意：主梁应有足够的垂直和水平静刚度，防止起重小车运行时啃轨或脱轨，同时也防止起重机大车运行时跑偏。

以某内河木材码头 20t-62.4m 双箱形主梁双悬臂装卸桥为例。该起重机用于长大圆木装卸船舶、汽车、火车和堆场作业，如图 4-46 所示。该起重机的起重量为 20t，起升高度为 15m(其中轨上 12m，轨下 3m)，轨距为 62.4m，基距为 12m，水侧有效工作伸距为 19m，陆侧有效工作伸距为 13.5m。

装卸桥的龙门架的两侧门腿采用一刚一柔形式，其中水侧为刚性门腿，陆侧为柔性门腿。两个门腿上方分别带有马鞍架和斜拉杆(斜拉杆两端分别与主梁和马鞍架上横梁刚接)，以提高主梁的抗扭刚度和垂直静刚度。主梁采用箱形偏轨梁，小车轨距为 2m。小车采用主、辅双小车形式，其中主小车为自行式单钩起重小车，辅小车为电气房拖车。

表 4-16 主梁预拱度

坐标/m	−20.9	−19.0	−16.0	−13.5	−11.0	−9.0	−6.0	−3.0	0	4.0	8.0	12.0
预拱度/mm	62.9	54.4	41.1	30.0	19.9	13.3	5.9	1.5	0	10.8	20.1	28.0
坐标/m	16.0	20.0	24.0	28.0	31.2	34.4	38.4	42.4	46.4	50.4	54.4	58.4
预拱度/mm	34.3	39.2	42.6	44.5	45.0	44.5	42.6	39.2	34.3	28.0	20.1	10.8
坐标/m	62.4	65.4	68.4	71.4	74.4	77.4	80.4	83.4	85.4	87.1	—	—
预拱度/mm	0	0.9	3.7	8.3	14.7	23.0	33.1	45.0	53.6	60.9	—	—

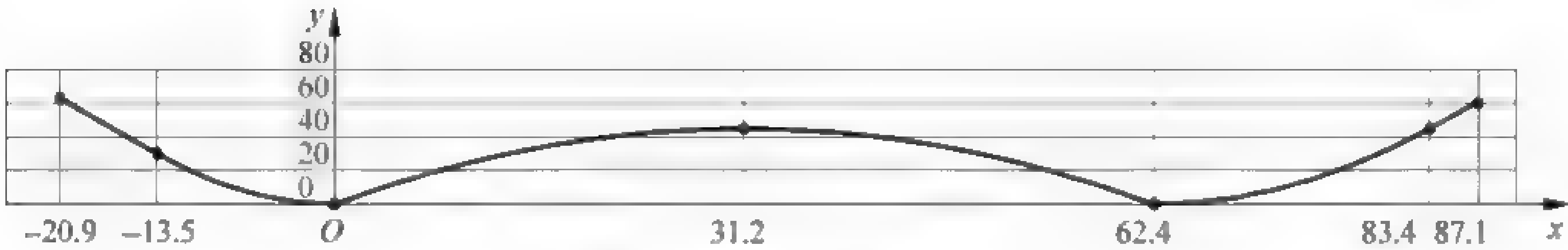


图 4-45 主梁预拱度曲线

表 4-17 港口装卸桥主要技术性能参数

用户名称	起重量/t	起升高度/m	下降深度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)	小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)	轮压/kN	自重/t	装机总功率/(kV·A)	数量/台	制造厂名称
					A侧	B侧								
Π形桁架式装卸桥	5	11	0	60	16	14.7	58	185	32.5	216	191.6	152	—	—
箱形结构装卸桥	40/10	17.5/20.5	17.5/20.5	50	10	10	18	59/107	32.8	250	374	300	—	—
箱形结构装卸桥	10	12.5	0	40	10	10	28.5	107	33	215	214	200	—	—
箱形结构装卸桥	5	11	4	50	16	7	51	185	26	273	195	136	—	—
鱼珠木材码头	20	15	7	62.4	21	13.5	15	55	31	250	321	135	—	—
大连港杂货码头公司	42	12	0	50	5.5	5.5	满载 10,空载 30	60	15	270	—	315	2	无锡华东重型公司
南京石化总厂	5	10	5	40	16	11	60.5	186	25.7	375	164	112.2	2	株洲天桥
湖南岳阳城陵矶港务局	10	13	13	40	—	—	21	66	—	—	—	—	2	株洲天桥
秦皇岛港(主钩 副钩)	40 16	17.5 17.5	0	10	15	0	16 20	60	50	380	289	320	2	秦皇岛搅月起重机公司

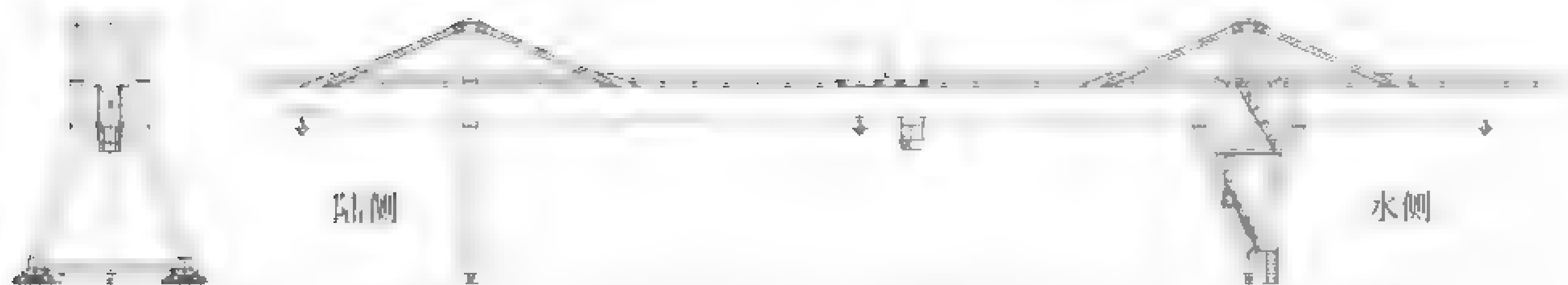


图 4-46　双箱形主梁双悬臂装卸桥外形图

由于起重机龙门架主梁水平刚度不足，加上超载作业、吊钩斜拉起吊、起制动冲击严重、打反转制动停车等不合理操作，致使起重机的使用安全性能受到很大影响。其中最主要的问题如下：

(1) 在没有任何移动载荷(小车自重和起升载荷)作用的情况下，起重机主梁水平内弯，实测小车轨距小于设计值，最大偏差－25mm，超过允许偏差。

(2) 在移动载荷作用下，主梁水平内弯现象加剧，导致起重小车在主梁跨中位置运行中经常脱轨。

(3) 马鞍架结构局部稳定性不足，尤其斜拉杆与马鞍架上横梁连接处，出现凹凸不平的塑性变形。

分析原因，主要是门架结构自身刚度不足引起的。为解决这些问题，本起重机曾做过多次维修改造，如将小车轨道全部拆下后重新铺装，小车车轮进行更换调整等，仍未从根本上改变小车脱轨的问题。

经过对起重机门架结构进行有限元计算，发现起重机门架的强度在许用范围之内，而主梁在起重机自重载荷和起升载荷作用下的水平内弯变形很大，导致小车轨距变化很大，严重超过《通用门式起重机》(GB/T 14406—2011)国家标准要求的限值。

为从根本上解决主梁水平刚度不足、小车经常脱轨的问题，提出了在主梁跨中加双马鞍架的改造方案(见图 4-47)。

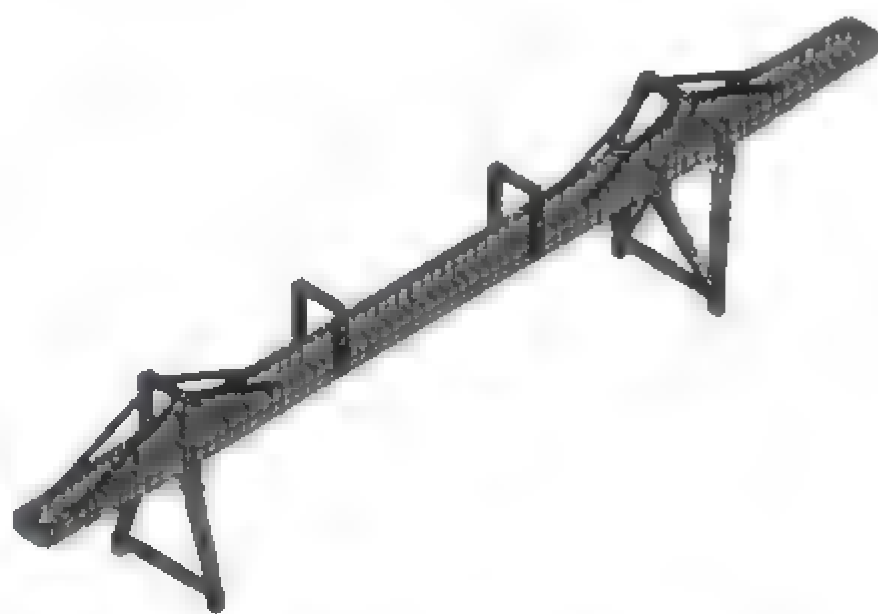


图 4-47　跨中增加双马鞍架方案的有限元模型

该方案实施后装卸桥防啃轨、防脱轨效果明显；同时改造工艺简单，工程量小；新增加的马鞍架可分段制造，现场安装方便。

2. 注意起重机整机跑偏问题

装卸桥轨距大，大车运行时起重机很容易跑偏，导致啃轨甚至起重机损坏。起重机依靠其龙门架结构自身的强度和刚度，一般可以达到自行纠偏；但是当跑偏严重，起重机无法自行纠偏时，则应设置专门的纠偏系统。目前对起重机跑偏的控制方法很多，但是许多方法不是很有效。

起重机纠偏一般分为两个步骤：

(1) 测量起重机两侧门腿的运行距离，计算两侧运行偏差；

(2) 根据两侧运行偏差大小，控制起重机两侧的运行速度，从而达到两侧运行距离一致。

1) 起重机两侧运行距离实时测量

(1) 绝对编码器测距方式。这是应用较多的一种方式，即在装卸桥两侧运行台车的从动车轮或特别设计的测速轮上，各加一套绝对编码器来测量装卸桥两侧台车的运行距离。但是经过对多台大跨距起重机的实测，由于车轮轴阻力差异、车轮打滑等原因，两侧测速轮测量的运行距离误差很大，纠偏效果不够理想。

(2) 轨道预埋校正电磁铁方法。大跨距起重机的两侧门腿行走应设置速度同步装置和单动及联动选择；对于起重机行程大于 250m 的宜设置校零装置，即在上述测速轮的基础上，在两侧轨道的外侧每间隔 10～20m 预埋一

组校正电磁铁，以纠正测速轮编码器测距不准确的问题。该法在运行距离很长的造船门式起重机纠偏上应用较为成熟，可以借鉴。

(3) 采用测距激光传感器进行测距。为进一步提高起重机两侧门腿运行距离的测量精度，可以采用两组测距激光传感器 A_1、A_2 分别测量两侧台车的运行距离 L_1、L_2（如图 4-48 所示），然后计算两侧门腿运行距离偏差。目前激光测距误差在运行距离 500m 范围内可控制在 10mm 以内，可以满足纠偏精度要求，但这种方法一般要求在同一组轨道上运行的起重机不能超过 2 台。

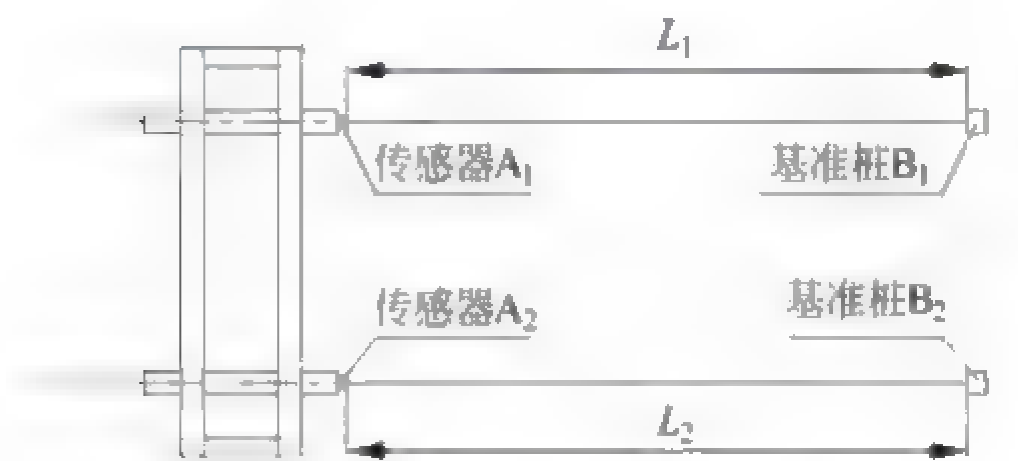


图 4-48　激光传感器测量运行距离

2) 纠偏条件

一般认为，起重机运行时，当两侧门腿间的前后位移偏差小于轨距的 0.15% 时，起重机不需要采用纠偏措施；当位移偏差在 0.15%～0.3% 时，应根据情况进行纠偏；当位移偏差大于 0.3% 时，行走偏斜限制器应能切断起重机大车运行机构的电源，并报警，这时只能通过单侧大车运行机构运行来实现纠偏。

3) 纠偏控制方法

纠偏控制方法主要有两种：手动纠偏方法和自动纠偏方法。

(1) 手动纠偏方法。起重机两侧大车运行机构分别采用两套驱动控制系统；如采用变频器，则应采用两台变频器分别驱动两侧的运行机构的电动机。在联动台上设有"自动运行/手动纠偏"转换开关，两侧大车运行机构可以通过联动台上的控制按钮，分别控制其运行。当起重机跑偏超过一定值时，起重机跑偏报警，跑在前面的一侧不动，落后的一侧通过单独运行，达到纠偏目的。

(2) 采用主从控制系统的自动纠偏方法。起重机两侧的大车运行机构各有一套驱动控制系统，其中一侧设为主动控制系统，另一侧设为从动控制系统。从动控制侧自动检测与主动控制侧的运行偏差，当偏差超过规定值时，从动侧运行速度加快或减慢，以实现纠偏。

4.2.7　技术标准与规范

装卸桥的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护等应遵循或参考相关技术标准及规范，见表 4-18。

表　4-18

序号	编　号	标准名称
1	GB/T 14406—2011	《通用门式起重机》
2	GB 6067.5—2014	《起重机械安全规程　第5部分：桥式和门式起重机》
3	GB/T 31052.5—2015	《起重机械　检查与维护规程　第5部分：桥式和门式起重机》

第5章

桥式抓斗卸船机

5.1 发展与现状

卸船机是目前世界上用于港口散货船接卸的主要机械设备。无论何种物料流程，都必须由码头前沿的机械设备从船舱内将货物取出来。

伴随着散货水上运输的发展，中国卸船机技术发展过程大致可以分为以下三个阶段：

(1) 1990年以前，国产卸船机以门座起重机和小型卸船机为主，大型卸船机依赖进口，主要部件、电气控制系统和技术由国外公司提供，国内厂家仅承担制作和安装。

(2) 1990—2000年，随着国内卸船机技术水平的快速发展，国产卸船机向大型化发展，可以与进口设备同台竞争，用户逐步认同国产大型卸船机的技术和供货能力，有相当多的大型卸船机选用了国内自行设计、制造的设备。

(3) 2000年至今，国内的大型卸船机产品的性能和质量已完全能满足用户的需求，大多数用户已认同国产的大型卸船机。与此同时，国产卸船机有相当数量出口海外，我国已成为卸船机最大的生产国和使用国。

散货卸船机的分类如图5-1所示。

桥式抓斗卸船机是适用于散货驳船和海轮的卸船作业的机械设备，额定生产能力最小为500t/h，一般为1000t/h以上。船型小的有几千吨，大的可达到30万吨，目前最大的是巴



图5-1 散货卸船机分类

西淡水河谷CVRD公司于2012年投入运营的40万吨散货船。本章的产品介绍不包括在内河小码头上作业的500t/h以下的小型桥式抓斗卸船机。

由卸船机的分类可知，桥式抓斗卸船机根据小车的驱动方式不同，可以分为：自行小车式和绳索牵引小车式。半牵引小车式卸船机是介于自行小车与绳索牵引小车式之间的一种形式。

桥式抓斗卸船机是以传统的抓斗的开闭和升降来搬运物料的，技术成熟可靠，机动灵活性好，维修工作量小。它在对物料和船舶的适应性、营运成本以及避免波浪引起的船舶颠簸对卸船机的损伤等方面具有其他卸船形式难以取代的优势。

桥式抓斗卸船机一般由金属结构、抓斗、起升机构、开闭机构、小车运行机构、大车运行机构、前大梁俯仰机构、料斗及给料系统、落料回收装置、物料输送切换装置、卸料称重装置、自行式司机室、机械房、电气室、电气控制系统、监视及报警系统、大车锚定装置、防风系固装置、前大梁固定装置、供电、通信、照明、防尘装置、维修用起重机、电梯、防火装置等主要部件组成。

桥式抓斗卸船机的作业过程如下：由抓斗从船舱内抓取物料，通过小车运行至料斗上方后打开抓斗卸料，物料经料斗、给料装置、物料切换装置送至码头地面带式输送机上。船舶接卸作业完毕后，卸船机将前大梁仰起至固定位置，由安全钩将前大梁钩住固定，整机移动到锚定位置，加以锚定。卸船机还具有将清舱机械从码头吊入、吊出船舱的功能(不拆卸抓斗)。

由于进口业务量的递增，据不完全统计，近10年仅由振华重工等国内六大厂家供货的桥式抓斗卸船机就比前一个10年增加了约3.5倍，一般每年为60台至100多台。

表5-1为近20年来由国内生产厂商提供给国内外码头的桥式抓斗卸船机的汇总表。

表5-2为近10年来供货的国产桥式抓斗卸船机按小车形式分类的统计表。

表5-3为近10年来桥式抓斗卸船机按额定生产率分类的统计表。

表5-1 近20年来主流生产厂家提供给国内外码头的国产桥式抓斗卸船机汇总 台

形式	补偿小车式	自行小车式	机械差动小车式	电气差动小车式	合计
数量	100	16	706	5	827

注：表中数据源自上海振华重工、大连重工、华电重工、杭州华新机电、无锡工力重工、上海港机重工。

表5-2 近10年来国产桥式抓斗卸船机按小车形式分类统计 台

交机年份	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	合计
补偿小车式	9	2	0	2	0	0	0	0	0	0	13
自行小车式	2	0	0	1	2	0	1	0	0	0	6
机械差动式	41	62	34	51	65	58	63	80	91	74	619
电气差动式	0	0	3	2	0	0	0	0	0	0	5
合计	52	64	37	56	67	58	64	80	91	74	643

注：表中数据源自上海振华重工、大连重工、华电重工、杭州华新机电、无锡工力重工、上海港机重工。

表5-3 近10年来桥式抓斗卸船机按额定生产率分类统计 台

交机年份	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	合计
1000t/h以下	17	18	14	15	18	9	25	23	28	15	182
1000～2000t/h	24	36	16	32	32	43	21	35	53	29	321
2000t/h以上	11	10	7	9	17	6	18	22	10	30	140
合计	52	64	37	56	67	58	64	80	91	74	643

注：表中数据源自上海振华重工、大连重工、华电重工、杭州华新机电、无锡工力重工、上海港机重工。

表5 1和表5 2的统计数据表明，近20年来，机械差动小车式桥式抓斗卸船机占了主流，占比达到95%以上，电气差动形式应用不多。由表5 3可知，小型卸船机(1000t/h以下)占28%；中型卸船机(1000～2000t/h)占比达到50%；大型卸船机(2000t/h以上)约占22%。本章主要介绍桥式抓斗卸船机几种典型的形式——机械差动小车式、补偿小车式、自行小车式、电气差动小车式等桥式抓斗卸船机的特点及选型。

5.2　机型分类

5.2.1　补偿小车式卸船机

补偿小车式卸船机是牵引式卸船机中应用较多的机型，它们的钢丝绳缠绕系统比较复杂，配有一台主小车和一台补偿小车。起升钢丝绳由机械房中的起升卷筒引出，经导向滑轮，通过补偿小车上的滑轮，再绕过主小车上的滑轮连接至抓斗；开闭钢丝绳绕绳与起升钢丝绳缠绕方式相同。小车牵引钢丝绳由机械房中的牵引驱动机构卷筒引出，一组(单根、双根或四根)向前侧出绳，经过导向滑轮和前大梁头部滑轮后向后，与主小车相连接；另一组向后侧出绳，经过后大梁尾部滑轮后向前，绕过补偿小车上的滑轮，再向后固结在后大梁尾部的张紧装置上。主小车上的牵引钢丝绳倍率为1，补偿小车上的牵引钢丝绳倍率为2。当牵引驱动机构工作时，主小车和补偿小车同时产生同方向运动，补偿小车的速度和行走距离仅为主小车的1/2，这样就保证了小车运行时抓斗保持水平运动。为保证主小车在往返运动时抓斗水平运动，并且防止水平段的钢丝绳弹跳使闭合着的抓斗有瞬时的开斗而导致撒料，在主小车与补偿小车之间设有张紧钢丝绳，其张紧力可借助配重或力矩马达、弹簧、液压缸来获得。

1. 发展和使用概况

补偿小车式卸船机是桥式抓斗卸船机中非常重要的 -种类型分支，是散料装卸码头上配置的 -种专业化设备，具备将矿石、煤炭、硫黄、橄榄石等块状、团状、粉状等散料货物从船舶卸载到码头皮带运输系统上的功能。在机械差动式抓斗卸船机技术尚未成熟之前，补偿小车式抓斗卸船机的市场占比非常高。随着机械差动式抓斗卸船机技术的不断成熟和发展，补偿小车式卸船机的市场占比有较大萎缩。从统计数据看，补偿小车式卸船机约占整个抓斗卸船机市场的1/7。但因其技术成熟、用户使用熟练、备件库存充足等原因，依然有一定的需求和应用前景。

补偿小车式卸船机在国内外都有较广的应用和发展，形成了系列化产品，能够满足小至1万吨大到30万吨级散货运输船的接卸需求。在1998年，国内最大的2250t/h补偿小车式抓斗卸船机可满足25万吨级散货运输船的装卸要求。2009年，为荷兰鹿特丹港设计制造的补偿小车式卸船机，其起升钢丝绳下额定载荷为65t，满载起升速度为180m/min，满载小车水平运动速度为240m/min，额定生产率达到2600t/h，最大生产率为3250t/h，是目前生产能力最大的补偿小车式卸船机。在市场需求的推动下，补偿小车式卸船机还将会向更大的生产能力发展。

电控、液压等技术的不断发展也极大地推动了补偿小车式卸船机的技术进步，主要表现在智能作业管理、全自动控制、全液压驱动等方面，可以在很大程度上降低操作人员的劳动强度并提高人机的安全性。

2. 布置形式

补偿小车式卸船机由金属结构、起升机构、开闭机构、小车运行机构、前大梁俯仰机构、大车运行机构、抓斗、料斗系统、主小车、补偿小车、机械房、电气房、电缆卷筒、除尘系统、移动式司机室、锚定装置、防风系缆装置、安全钩、限位装置、电气系统等部件组成，如图5-2所示。其工作原理为：通过调节钢丝绳的运动速度、方向来控制抓斗的开闭、水平运行、升降这三个自由度的动作，以及抓斗的打开方向定点旋转90°的第四个自由度，从而实现将物料从船舱准确地搬运到卸船机的料斗内。要实现

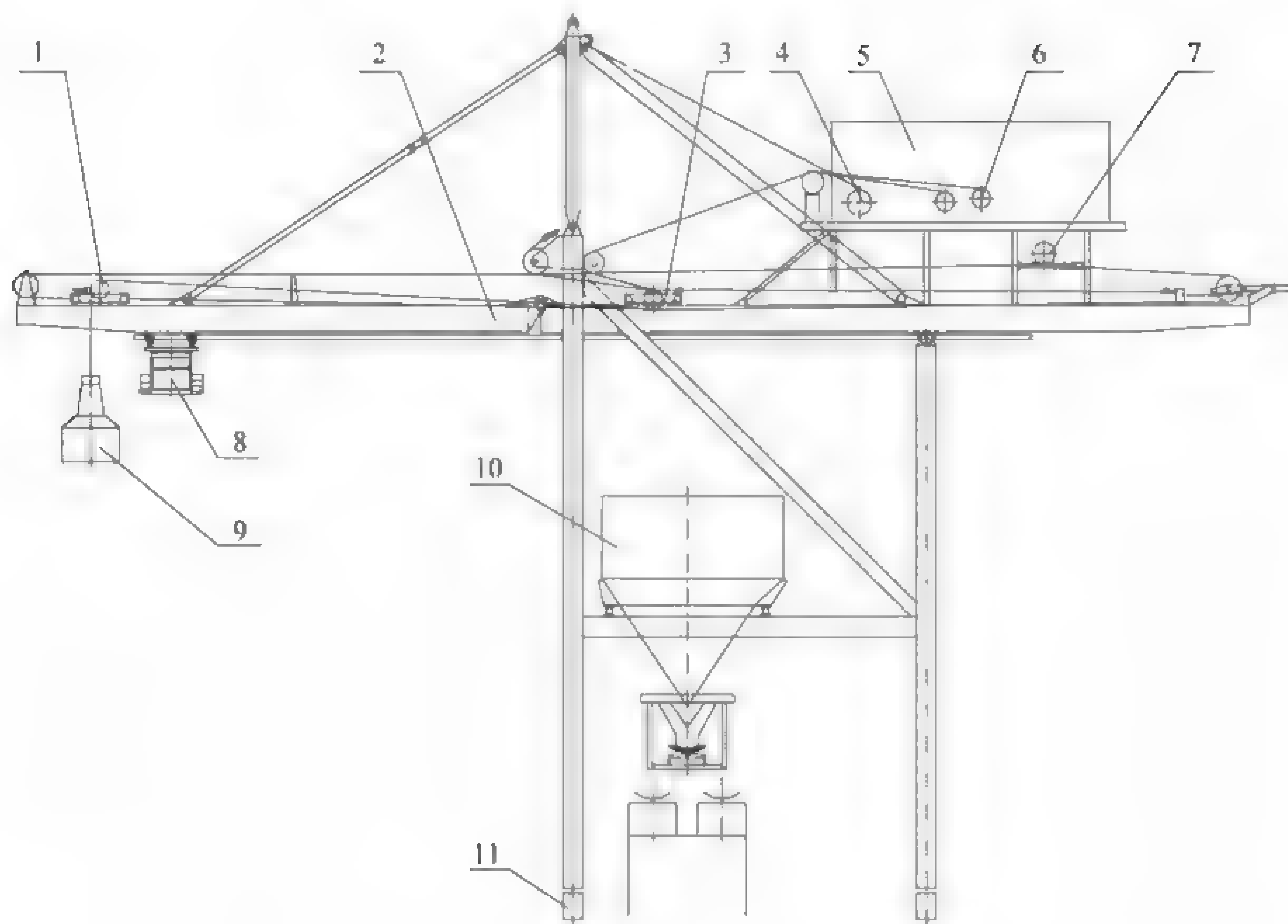


图 5-2 补偿小车式卸船机示意图

1—主小车；2—金属结构；3—补偿小车；4—俯仰机构；5—机器电气房；6—起升与开闭机构；7—小车运行机构；8—司机室；9—抓斗；10—料斗、供料系统；11—大车运行机构

这一功能，需要一整套的驱动机构，包括控制抓斗上升下降的起升机构、控制抓斗打开闭合的开闭机构、控制抓斗水平移动的小车牵引机构，以及由一台主小车、一台补偿小车、若干导向滑轮组和钢丝绳组成的缠绕系统，将抓斗和这三个机构有机地联系起来，形成完整的控制、驱动系统，共同实现抓斗的各项功能。对于补偿小车式卸船机，当打开的抓斗位于船舱内物料或料斗上，且起升和开闭钢丝绳松弛的状态下，也能够完成主小车和补偿小车的水平运行，此特点是机械差动小车式卸船机所不具备的。

1）钢丝绳缠绕系统

图 5-3 所示为小车运行钢丝绳缠绕系统示意图，图 5-4 所示为起升与开闭钢丝绳缠绕系统示意图，两套钢丝绳缠绕系统有机地结合在一起，使得主小车的运行速度与补偿小车的运行速度之比始终保持为 2∶1，同时保证抓斗的各个运动姿态。若需减少补偿小车式卸船机的钢丝绳数量，可将起升、开闭绳改为单绳引出，绳头不固定在抓斗上，而是固结在主小车上。采用这种绕绳方式，绳数可由 9 根减为 7 根，但为达到同样的生产率，起升、开闭钢丝绳的速度要提高 1 倍，会缩短钢丝绳寿命，耗绳量较多。

2）起升、开闭及小车运行机构

补偿小车式卸船机的起升、开闭机构与小车运行机构为两个独立的单元。起升、开闭机构完成抓斗的起升、下降、打开和闭合动作，而小车运行机构完成小车前进、后退的水平运动，两套机构通过带补偿功能的钢丝绳缠绕系统有机地结合在一起，不同于由一套驱动机构来完成此三个自由度运动的机械差动式抓斗卸船机。图 5-5(a)所示为起升与开闭机构平面布置示意图，图 5-5(b)所示为小车运行机构平面布置示意图。

起升、开闭机构由两组驱动装置组成，每一组分别设置有电动机、高速轴联轴器、高速轴制动器、减速器、卷筒及卷筒联轴器、相关辅助限位和测速及超速保护装置等。两组驱动装置由电控系统统一控制来完成操作。从图 5-5(a)

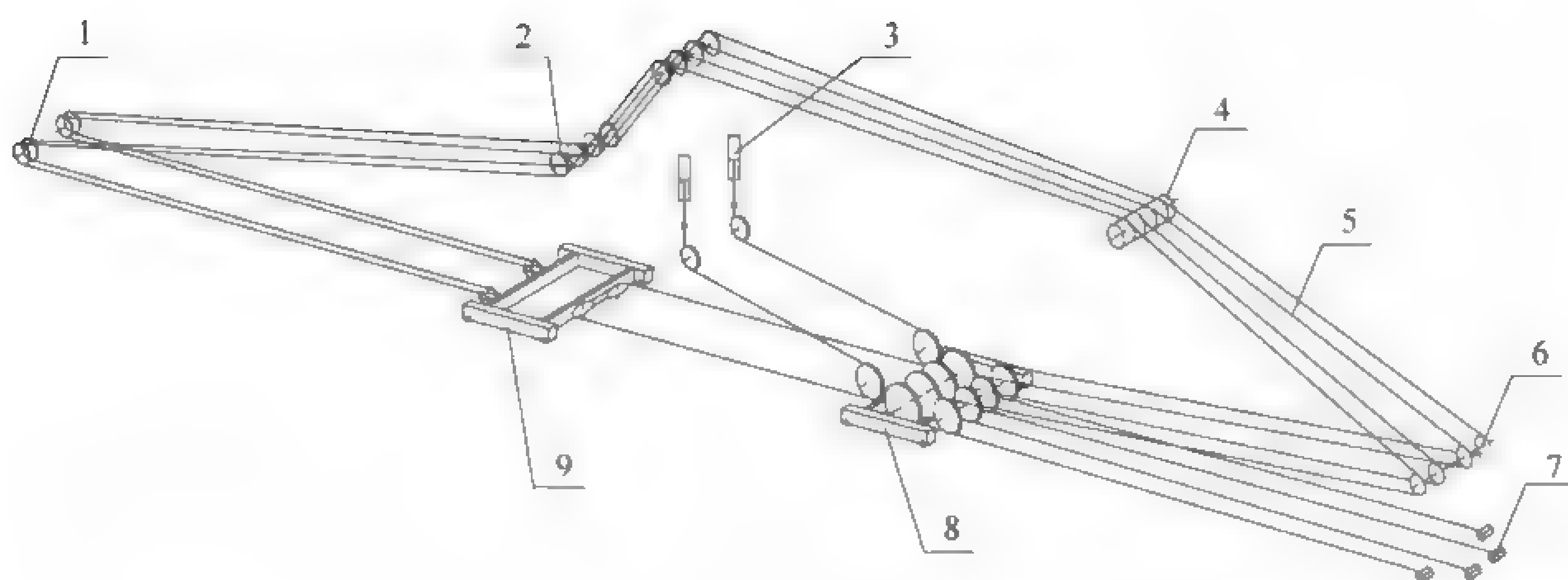


图 5-3　补偿小车式卸船机小车运行钢丝绳缠绕系统示意图

1,2,6—导向滑轮；3—补偿装置；4—小车运行驱动卷筒；5—钢丝绳；7—张紧装置；8—补偿小车；9—主小车

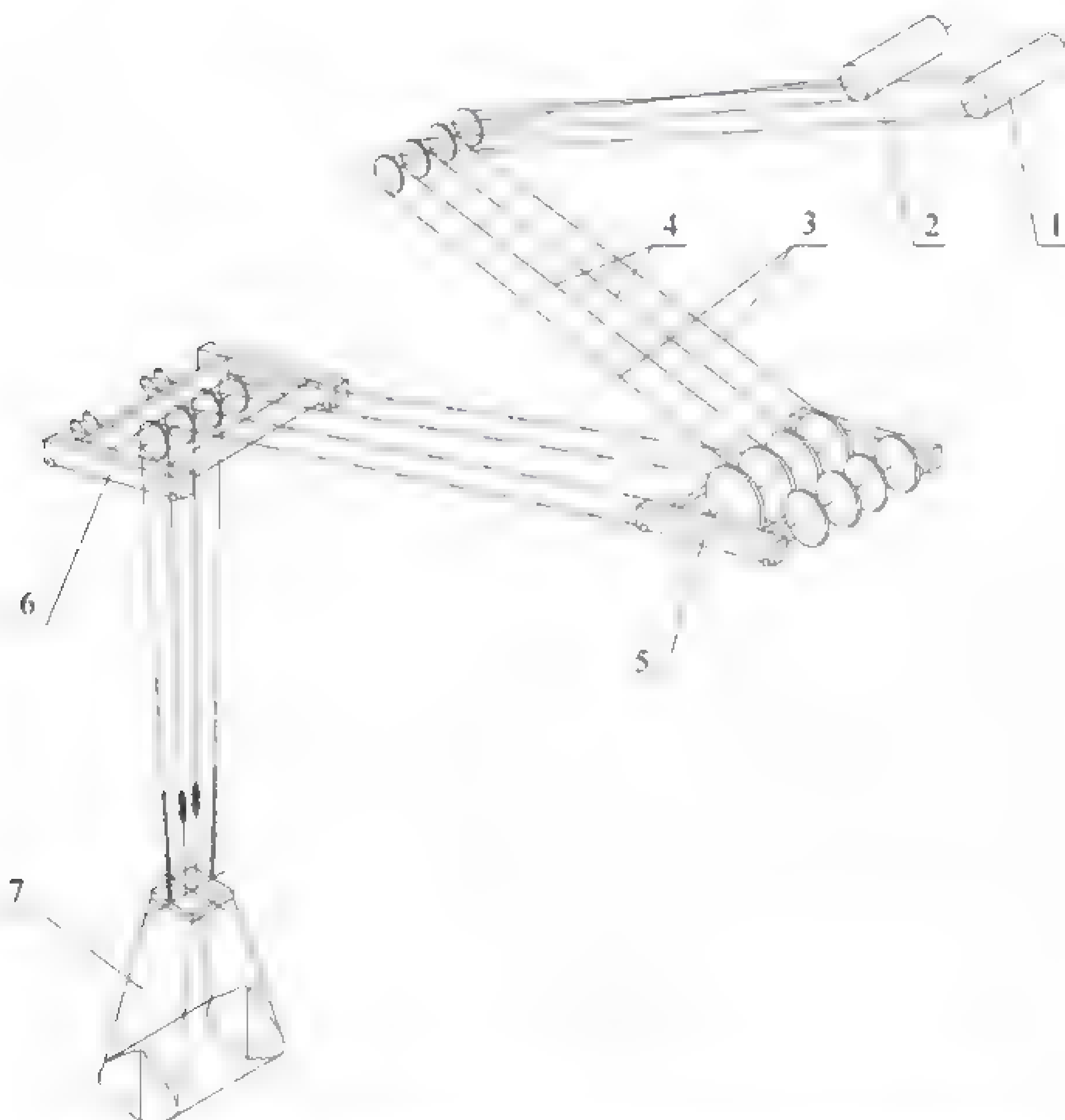


图 5-4　补偿小车式卸船机起升与开闭钢丝绳缠绕系统示意图

1—起升卷筒；2—开闭卷筒；3—起升钢丝绳；4　开闭钢丝绳；5—补偿小车；6—主小车；7—抓斗

中可以看出，一组驱动装置运行时，单个卷筒旋转，正反转的情况下能分别完成抓斗的打开或闭合动作；两组驱动装置共同运行时，两个卷筒同时旋转，同向左转或右转情况下，能完成抓斗的起升或下降动作。

小车运行机构由单独的一组驱动装置组成，设置有电动机、高速轴联轴器、高速轴制动器、减速箱、卷筒及卷筒联轴器、相关辅助限位和测速及超速保护装置等。从图 5-5(b)中可以看出，钢丝绳双双反向缠绕在一个卷筒上并呈现出绳向前和向后引出状态。当卷筒旋转时，能使一个方向的钢丝绳收进而另一个方向的钢丝绳放出，从而实现主小车和补偿小车前行或后行的水平运动。

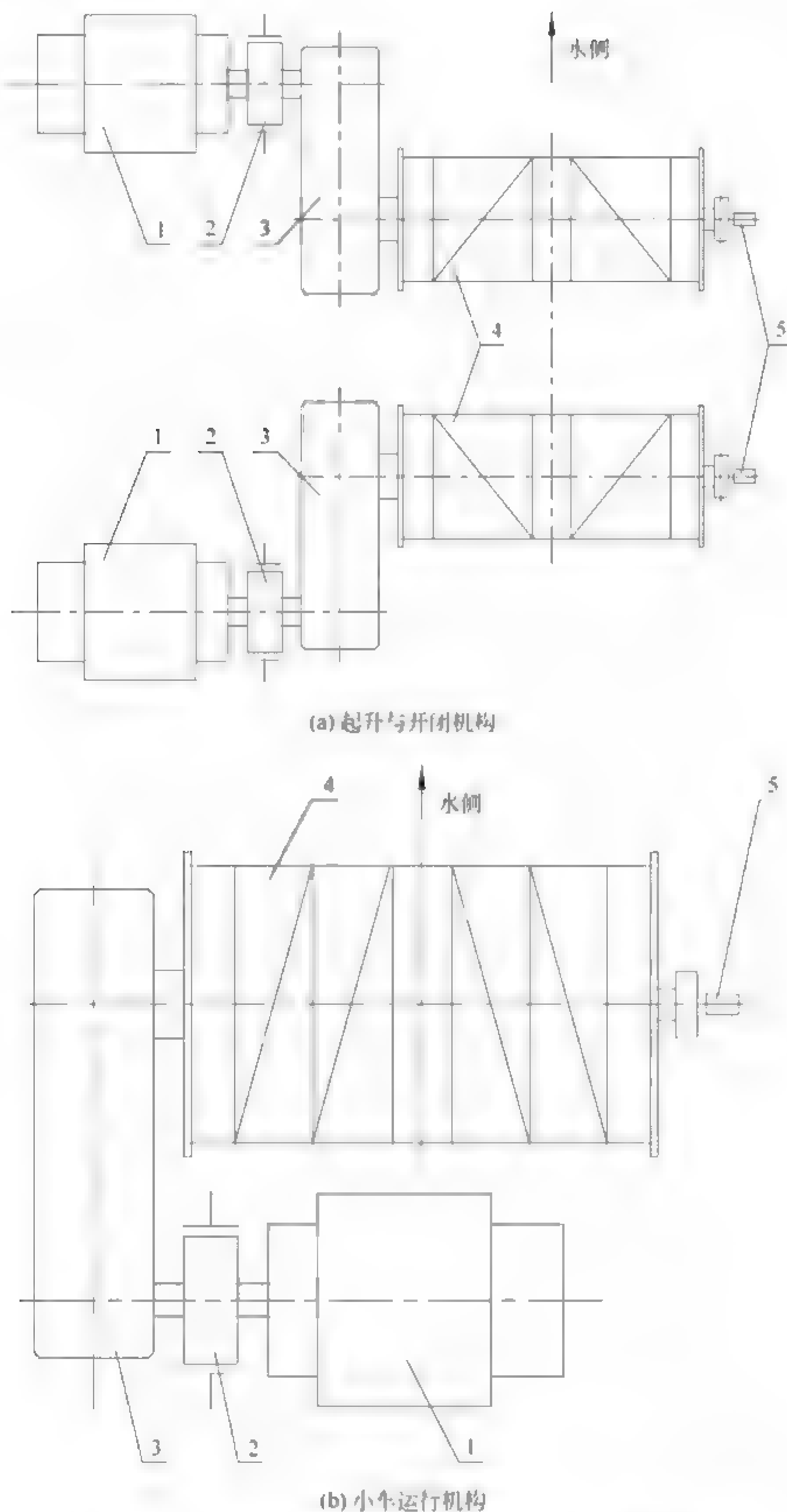


图 5-5　补偿小车式卸船机工作机构平面布置示意图
1—电动机；2—制动器；3—减速器；4—卷筒；5—限位装置

5.2.2　机械差动小车式卸船机

如前所述，近 10 年来，机械差动小车式卸船机已经是各港口、码头前沿接卸船舶的主力机型，占有率达到 95%以上。

图 5-6 所示为机械差动小车式卸船机示意图。

机械差动小车式卸船机的主传动系统、钢丝绳缠绕系统、托绳小车系统与其他桥式卸船机不一样，构成了独特的运动形式和牵引系统，

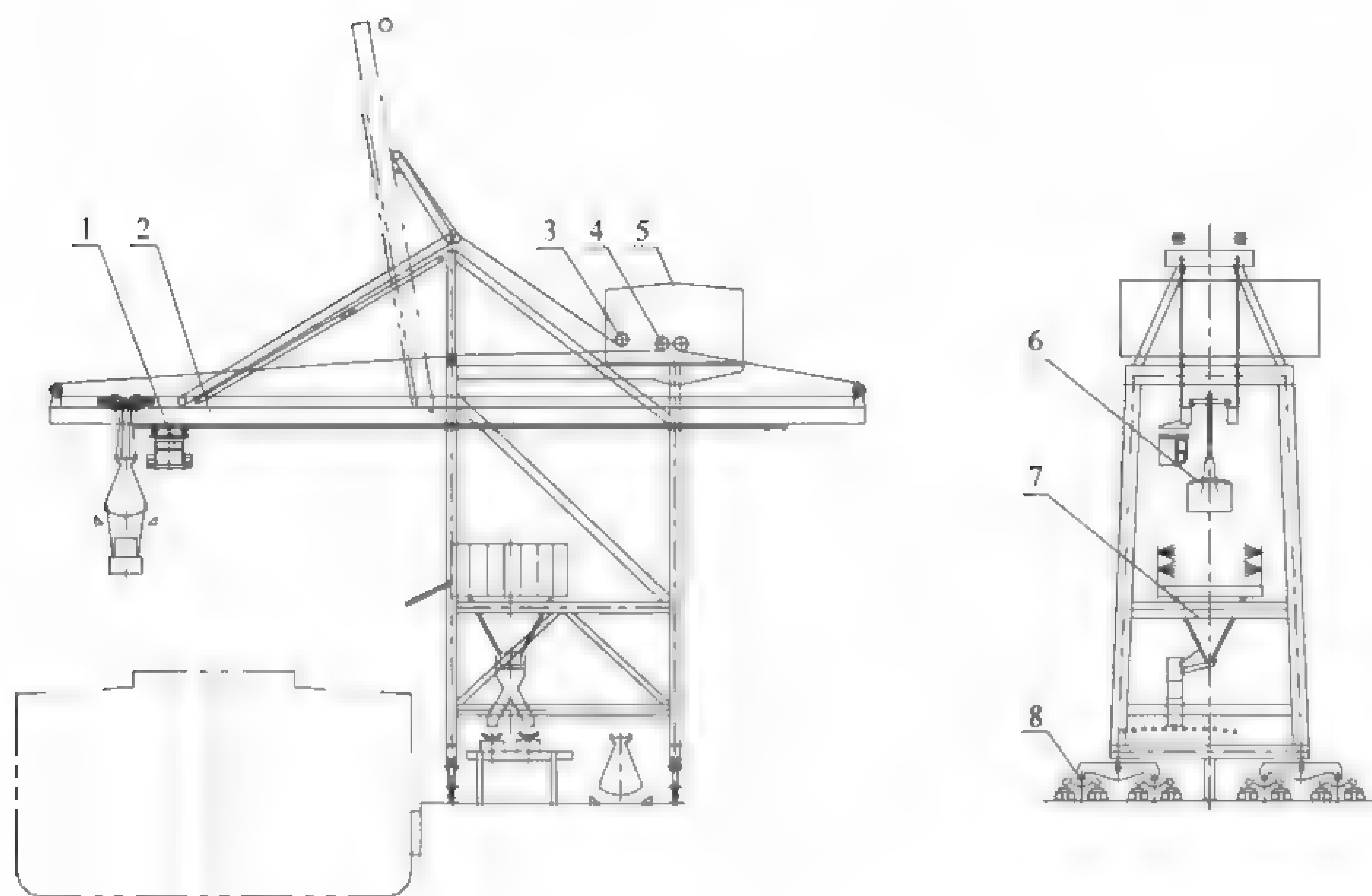


图 5-6　机械差动小车式卸船机示意图

1—司机室；2—金属结构；3—俯仰机构；4—起升、开闭、小车运行机构；5—机械电气房；6—抓斗；7—料斗及卸料系统；8—大车运行机构

下面就这几方面做一介绍。

1. 差动原理与行星差动减速器

机械差动小车式卸船机的主要特点是其驱动机构具有独特的差动减速器，使抓斗升降、开闭与小车运行合为一体，实现多种运动的集成。

差动原理在卸船机上的应用，就是利用行星齿轮减速器有两个自由度、具有无级调速的特点，组成四卷筒机构来实现抓斗的升降、开闭和小车运行。其组合巧妙、结构紧凑、效率高，并且简化了绕绳系统。该原理在卸船机上应用的要点是：必须有重物（抓斗或物料），小车自身有一定重量，才能实现小车的前后运行。

卸船机差动减速器的三种输出形式为：

(1) 外齿圈固定，太阳轮输入，行星架输出的是升降、开闭运动，如图 5-7(a)所示。

(2) 太阳轮固定，外齿圈输入，行星架输出的是小车运行，如图 5-7(b)所示。

(3) 太阳轮、外齿圈都输入时，行星架输出的是升降和小车运行复合，即实现升降、开闭与小车运行的复合运动，如图 5-7(c)所示。

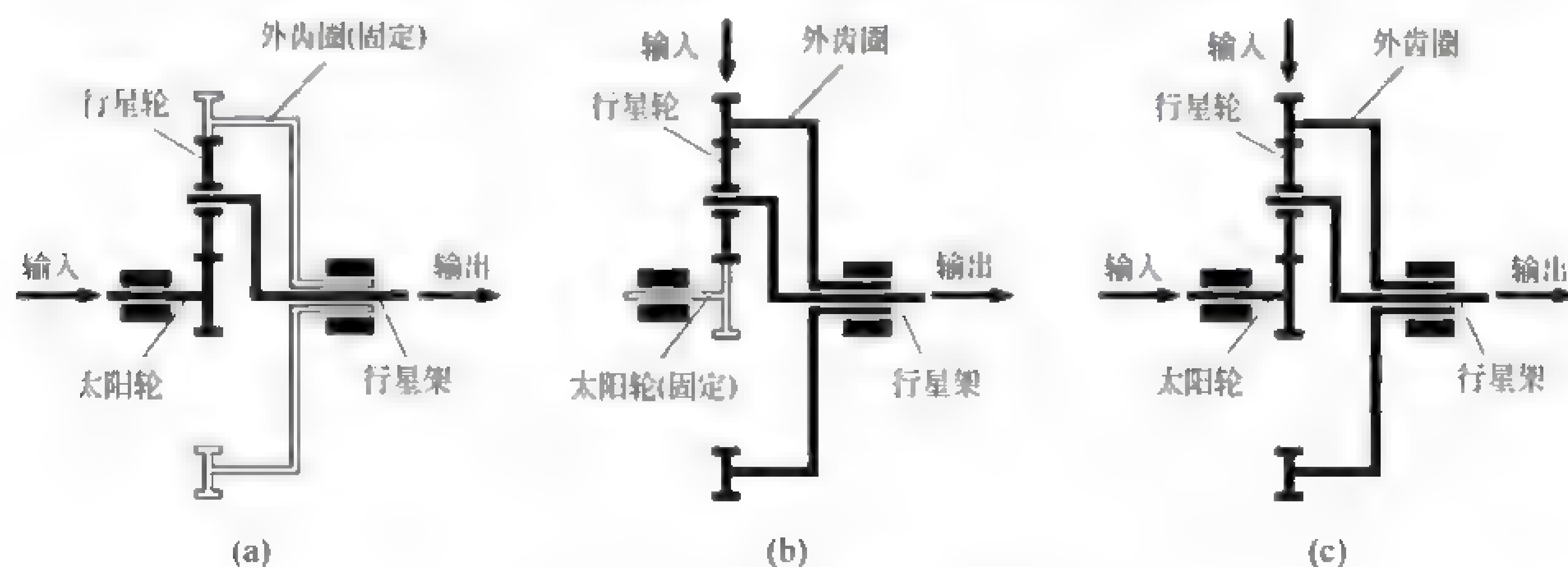


图 5-7　差动减速器三种输出形式原理图

图5 8所示为行星差动减速器构造的典型形式。此2K H型行星齿轮减速器具有较大的额定承载能力和过载能力。采用行星轮实现功率分流,采用太阳轮浮动实现载荷均匀分配,大大提高了行星差动减速器的可靠性。

2. 起升、开闭、小车运行机构

起升、开闭、小车运行机构平面布置见图5-9,其由起升电动机、开闭电动机、小车运行电动机、两台对称的差动行星减速器、两个起升卷筒及其轴承座、两个开闭卷筒及其轴承座等组成。该机构的核心是行星差动减速器,每台减速器是由2只带互相啮合的外齿圈的行星包和4对圆柱齿轮组成,其几何尺寸取决于钢丝绳卷筒的中心距,减速箱齿轮应有足够的强度和寿命。

其工作原理为:

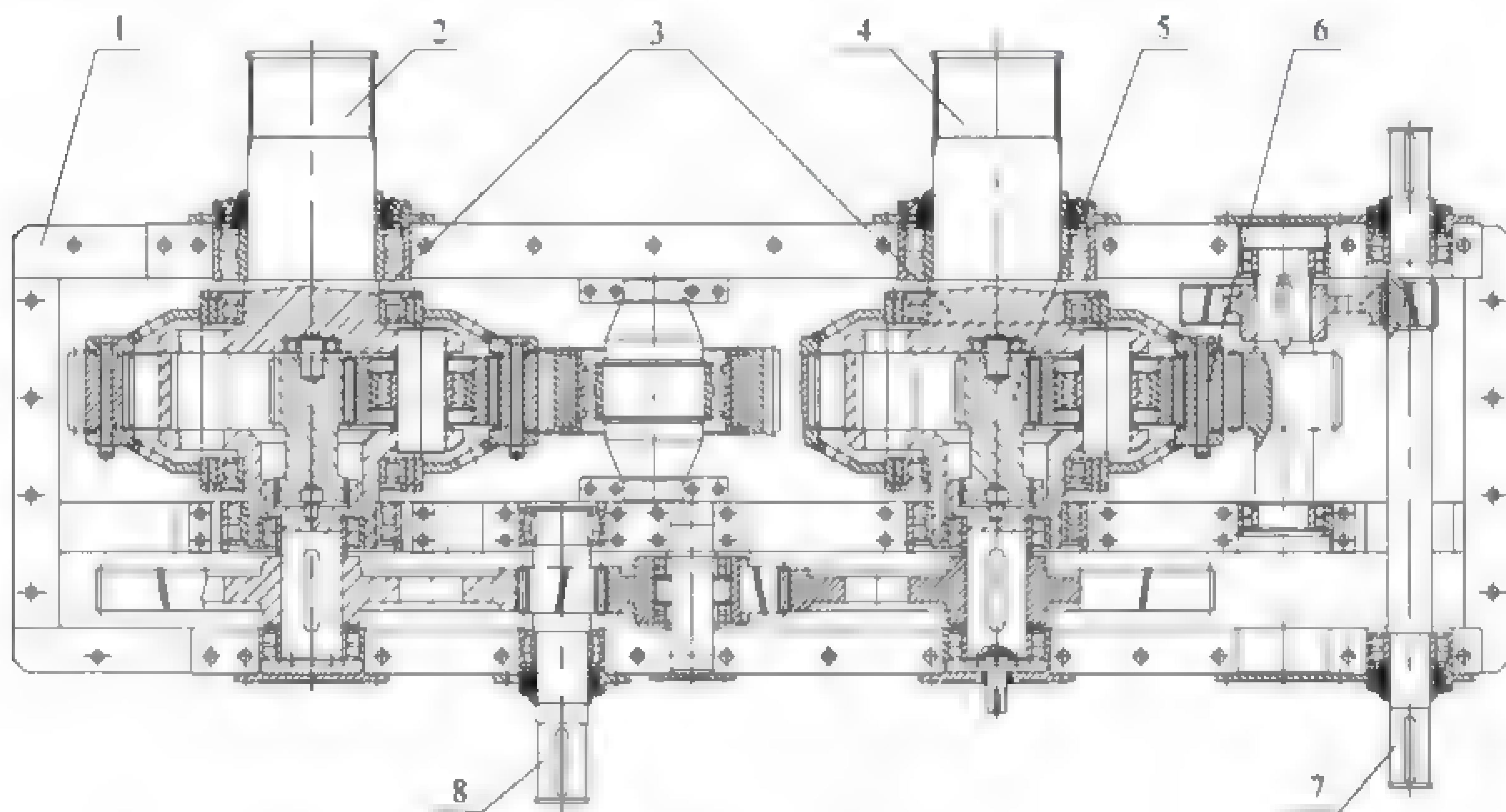


图5-8 行星差动减速器典型构造形式

1—箱体;2—输出轴Ⅰ;3—行星架;4—输出轴Ⅱ;5—太阳轮;6—内外齿圈;7—小车运行电动机输入端;8—起升或开闭电动机输入端

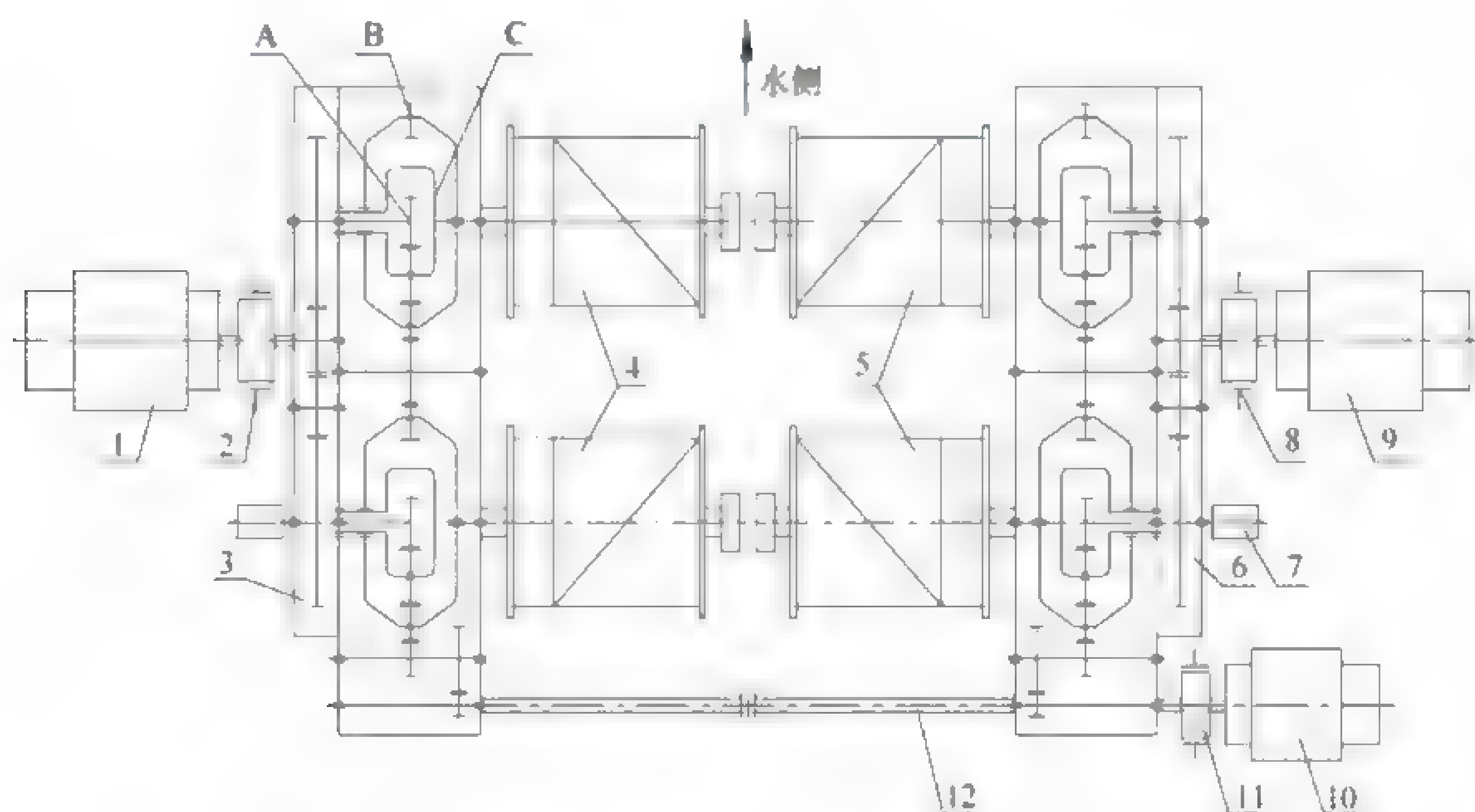


图5 9 机械差动小车式卸船机起升、开闭、小车运行机构平面布置示意图

1—开闭电动机;2—开闭制动器;3—开闭减速器;4—开闭卷筒;5—起升卷筒;6—起升减速器;7—凸轮限位装置;8—起升制动器;9—起升电动机;10—小车运行电动机;11—小车运行制动器;12—小车同步装置

A—太阳轮;B—内外齿圈;C—行星架

(1) 当小车运行电动机10不转时，该电动机轴端的制动器11制动，使差动行星减速器的内齿圈B固定。若此时起升电动机9不动，开闭电动机1驱动，则通过行星差动减速器太阳轮A输入扭矩，行星架C输出扭矩。因行星架和卷筒轴是用联轴器连接的，就可使2只开闭卷筒和2只起升卷筒反向旋转，实现抓斗开闭。同理，若此时开闭电动机1和起升电动机9同时驱动，则开闭、起升卷筒分别(正、反)旋转可以实现抓斗的起升和下降。

(2) 若此时起升、开闭电动机都不动，小车电动机10驱动，此时的太阳轮A固定，齿圈B输入，行星架C输出扭矩。两只啮合的行星包实现2个行星架反向转动，就带动起升、开闭4只卷筒同时同方向旋转，即实现小车前后运行。

(3) 当起升、开闭、小车电动机同时驱动时，行星架C输出带动的前2只卷筒和后2只卷筒出现不同方向和不同速度的旋转，即实现升降、开闭与小车运行的复合运动。

3. 主小车钢丝绳缠绕系统

由电动机带动两个减速器驱动两排并列的4个卷筒，引出起升、开闭、小车运行钢丝绳，经头部导向滑轮和主小车上的固定滑轮组至四索抓斗。差动传动既方便地实现了抓斗的升降、开闭，又能与运行小车复合动作，满足循环中抓斗与物料搬运轨迹的要求；还可以实现每个卷筒单独动作，以方便钢丝绳的更换。由于系统布置合理，滑轮支承对结构的水平力减小，有利于整机结构重量的降低。同时结构简单，力流明确，可减少设备维修保养的工作量。

由图5-10可以看出，因为传动机构巧妙，机械差动小车式卸船机的钢丝绳缠绕系统非常简单，只有4根钢丝绳。小车运动时，钢丝绳在主小车和抓斗滑轮中都无相对运动，保证抓斗仅在水平方向移动。

4. 托绳小车钢丝绳缠绕系统

机械差动小车式卸船机均设有不同数量的托绳小车，图5-11所示为典型的双托绳小车。由于船舶大型化，卸船机的前伸距加大，主小车的起升、开闭、小车运行钢丝绳自重加大，其下挠产生较大的弹跳，会直接影响抓斗正常的开闭斗作业。为了解决这个问题，可采用三托绳、四托绳小车，并且需根据小车的行程大小采取合理的绕绳方式，无论主小车运行到哪里，托绳小车与主小车之间均保持主小车行程的1/2或1/3、2/3的等距离，从而将起升、开闭钢丝绳托在合理位置。

5. 机械电气房的布置形式和选用注意事项

机械差动小车式卸船机以系统简单、钢丝绳磨损和弯折疲劳损耗低、小车自重轻、钢丝绳张力小、整机结构受力小、有利于降低整机结构重量等优点而被广泛采用。

这种卸船机的机械电气房布置有上置式、后置式和下置式3种形式。

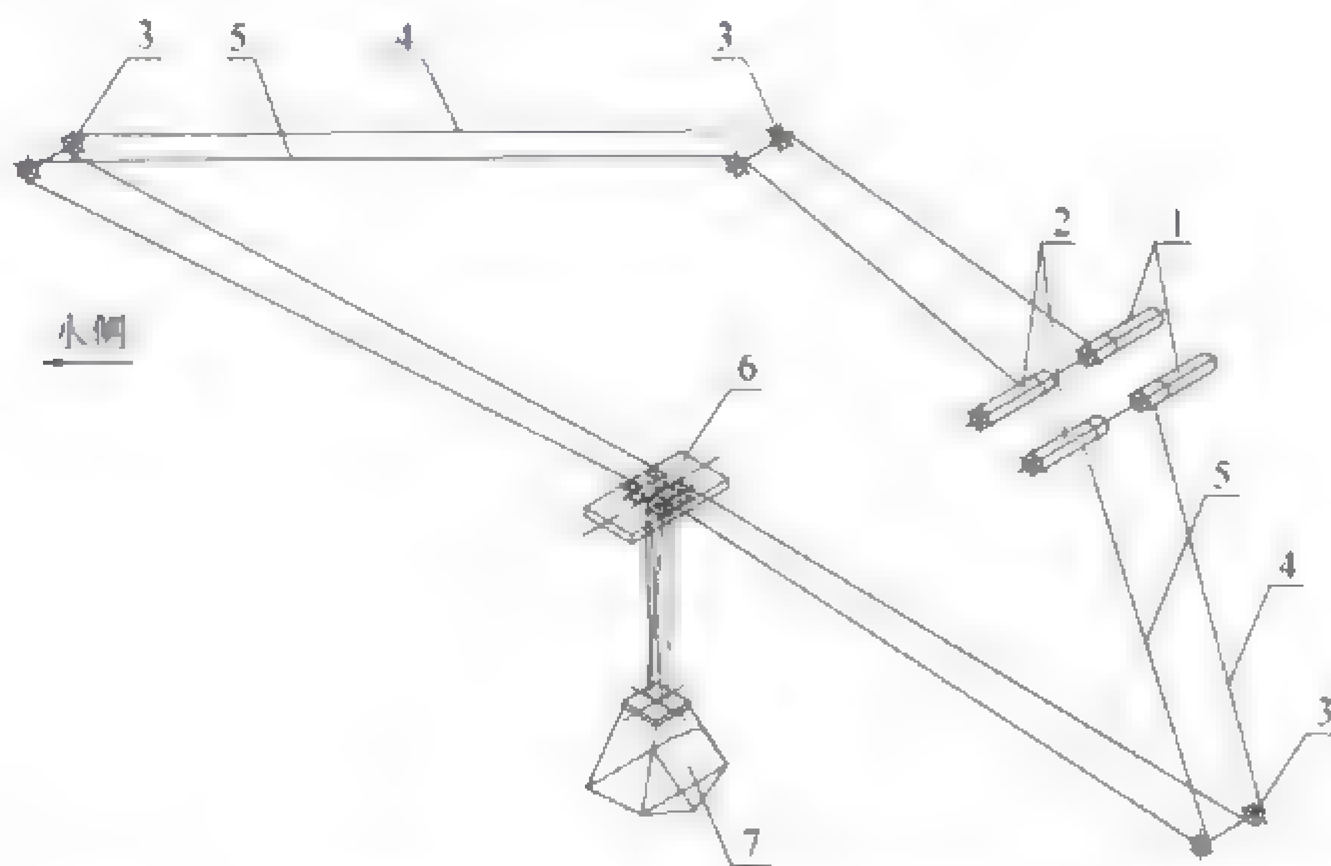


图5-10　机械差动小车式卸船机主小车钢丝绳绕绳系统示意图
1—起升卷筒；2—开闭卷筒；3—导向滑轮；4—起升钢丝绳；5—开闭钢丝绳；6—主小车；7—抓斗

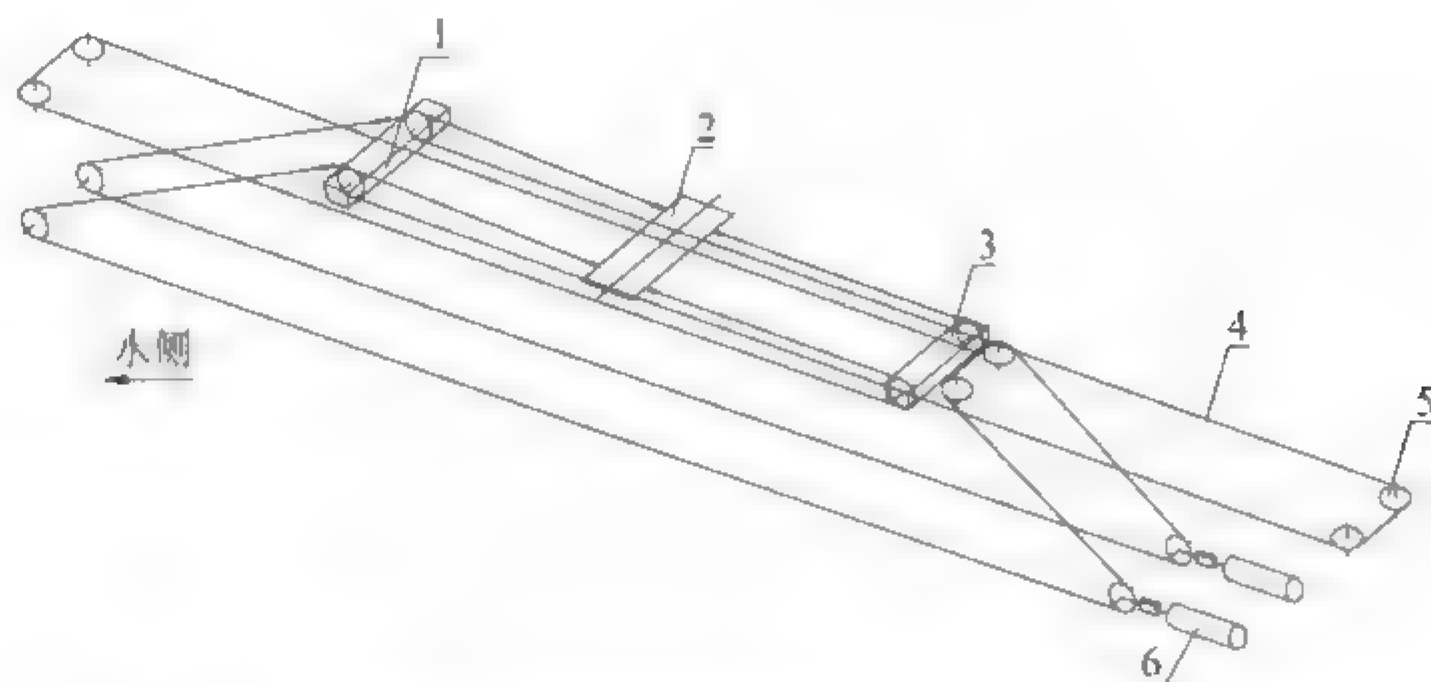


图 5-11 机械差动小车式卸船机托绳小车钢丝绳缠绕系统示意图
1—前托绳小车；2—主小车；3—后托绳小车；4—钢丝绳；5—导向滑轮；6—张紧装置

上置式是机械电气房布置在陆侧门框上方，4个卷筒两两前后出绳分别引至水、陆侧前后大梁端部，经导向滑轮引至主小车起升、开闭滑轮（见图 5-12）。

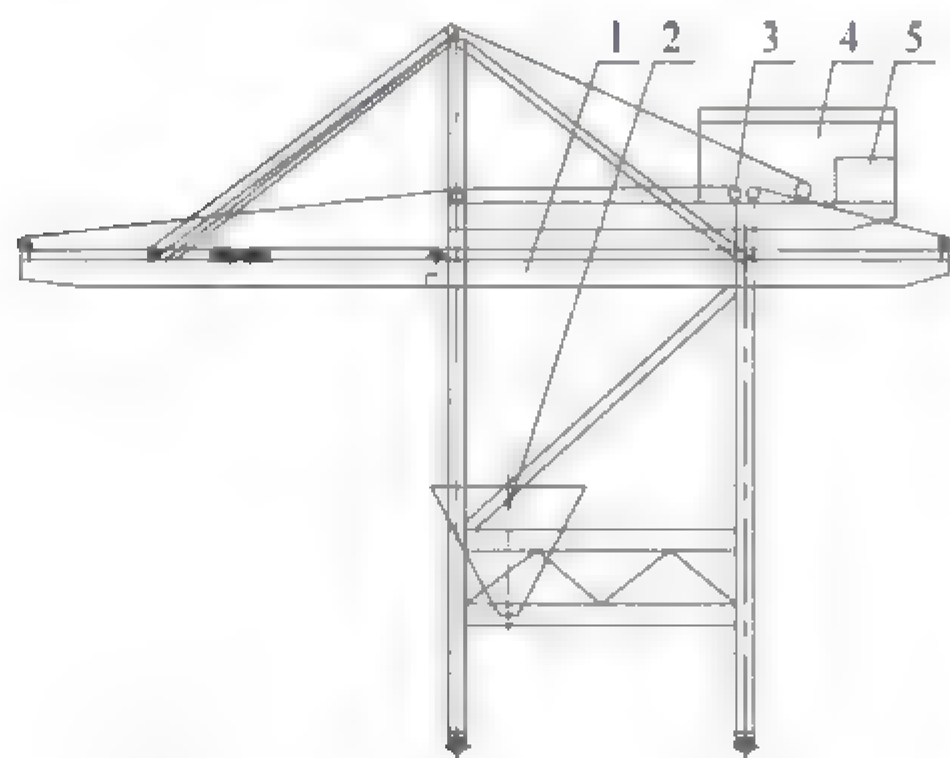


图 5-12 驱动机构上置式示意图
1—金属结构；2—料斗；3—起升、开闭、小车运行机构；4—机械房；5—电气房

后置式是机械电气房布置在后大梁上，4个卷筒出绳全部经机械房向水侧引出，2根至前大梁端部，经导向滑轮引至主小车，还有2根钢丝绳则直接经机械房前引出至主小车起升、开闭滑轮（见图 5-13）。

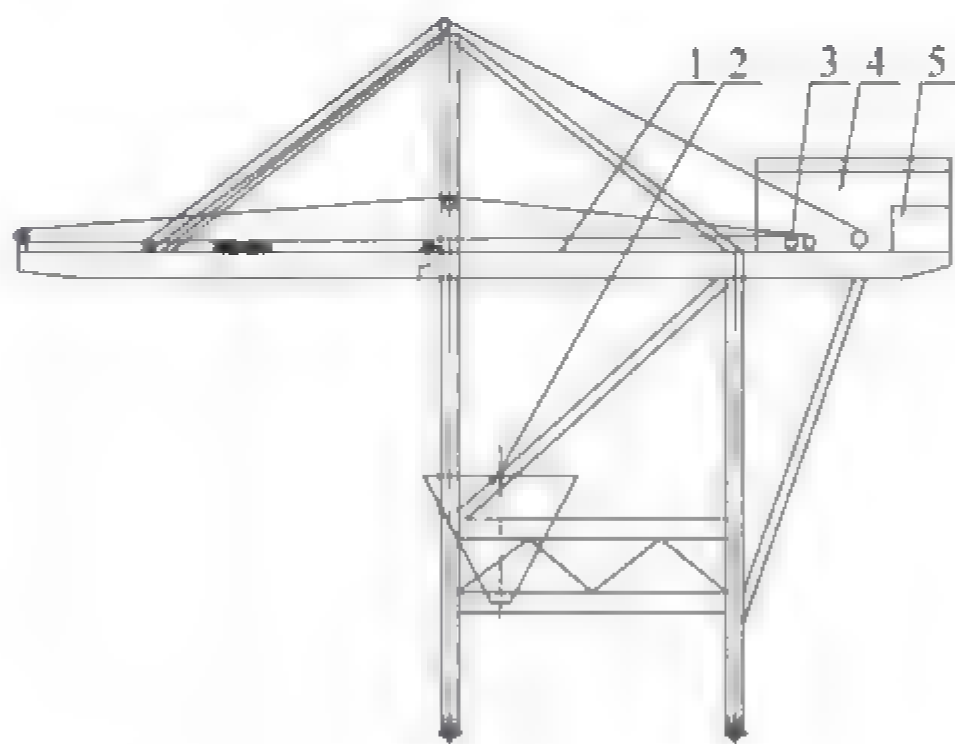


图 5-13 驱动机构后置式示意图
1—金属结构；2—料斗；3—起升、开闭、小车运行机构；4—机械房；5—电气房

上置式和后置式在选用时，要综合考虑整机的布置形式，充分考虑钢丝绳的偏斜角度、小车运行的有效距离、机械房设备的部件吊运空间等，尤其是更换抓斗和吊运清舱机的要求。机械电气房上置式或后置式的整机重心偏高，机械电气房粉尘少，自重也较下置式重30～50t，稳定性较下置式稍差，抗风能力稍弱。

下置式是机械电气房布置在陆侧立柱之间靠近下横梁的位置，钢丝绳全部从机械房顶出绳，通过导向滑轮绕至主小车滑轮上（见图 5-14）。这种布置形式在中、小机型上均有应用，优点是大大降低了整机的重心，大幅度减少了风载荷和水平惯性力矩，增加了整机稳定性，且整机的自重轻、刚性好。但由于机械电气房下置，钢丝绳由机械房引出时的高度差给布置带来一定的困难，作业时物料的扬尘集中在下部，污染较上置式和后置式要严重得多，给集尘防尘提出了更高的要求。随着船舶的大型化，在提高生产能力要求的同时，相应的前伸距也加大，下置式的应用受到一定的限制。

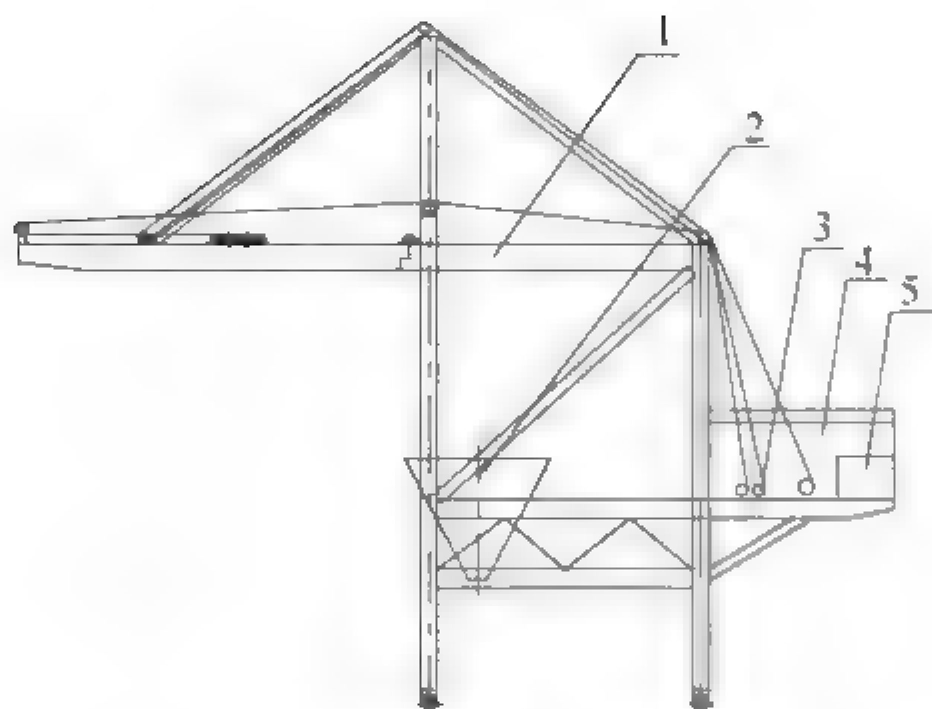


图 5-14　驱动机构下置式示意图

1—金属结构；2—料斗；3—起升、开闭、小车运行机构；4—机械房；5—电气房

5.2.3　电气差动小车式卸船机

电气差动小车式卸船机是在补偿小车式、机械差动小车式的基础上，结合了数字化调速拖动技术和 PLC 控制技术的一种新机型。最早由芬兰科尼公司于 20 世纪 90 年代后期提出，并在工程上首次实现。他们也到中国进行了推广，引起国内行业的极大兴趣。国内的港口设计选型单位、高校研究机构、设备制造厂家等也开展了电气差动小车技术的研究和工程实践，目前已有 1250，1500，1600t/h 等几个规格的电气差动小车式卸船机投入使用。

1. 驱动原理

从图 5-15 可以看出，电气差动式的起升、开闭钢丝绳的缠绕方式与机械差动式的基本一样，只是其 4 个卷筒的驱动机构有差异(见图 5-16)。

机械差动是依靠起升、开闭的 2 个差动减速器驱动 4 个卷筒，4 个卷筒间是有机械关联的；而电气差动是用 4 套独立机构驱动 4 个卷筒，4 个卷筒间没有机械关联，完全通过电气控制系统控制每个卷筒合适的转动来实现抓斗的起升、下降、闭合、打开和抓斗小车的前后移动等所有卸船功能。因此，电气差动小车式卸船机的每个动作均需要控制钢丝绳载荷均衡和速度同步，电气控制系统的复杂性大大增加。

2. 与机械差动的主要异同点

1）抓斗系统的绕绳方式一样

电气差动和机械差动均是采用 4 根钢丝绳，起升、开闭钢丝绳从卷筒引出，经导向滑轮和主小车上滑轮，通过快速钢丝绳接头连接抓斗上对应的起升链环和开闭钢丝绳。这些与机械差动式相比，在外观上无明显的差异，如图 5-15 所示。

2）驱动机构在卸船机上的布置位置基本一致

驱动机构均布置在机械房内，可以实现机械电气房上置、后置和下置，如图 5-12～图 5-14 所示。

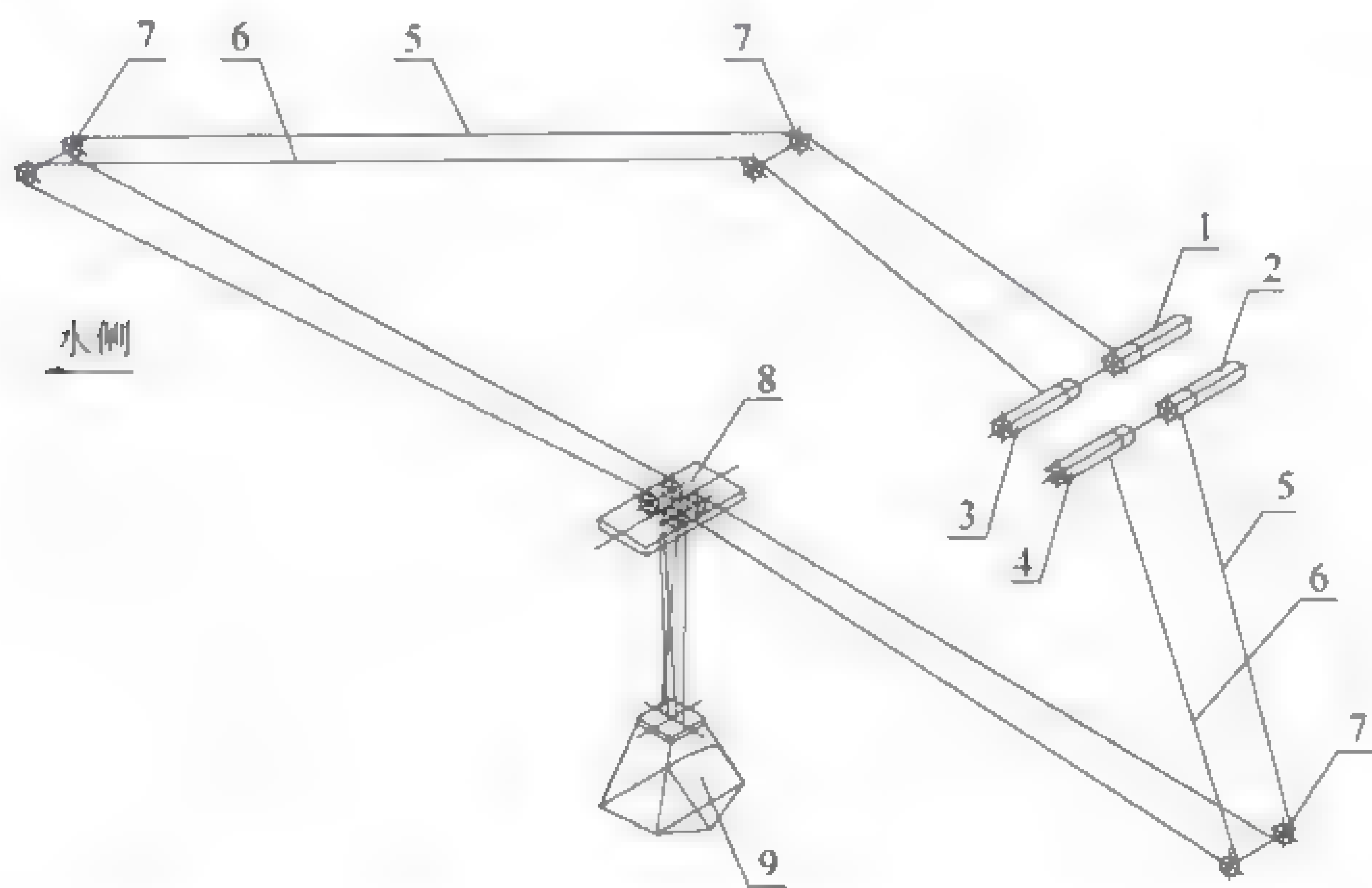


图 5-15　电气差动小车式卸船机四卷筒牵引小车系统示意图

1—起升前卷筒；2—起升后卷筒；3—开闭前卷筒；4—开闭后卷筒；5—起升钢丝绳；6—开闭钢丝绳；7—导向滑轮；8—主小车；9—抓斗

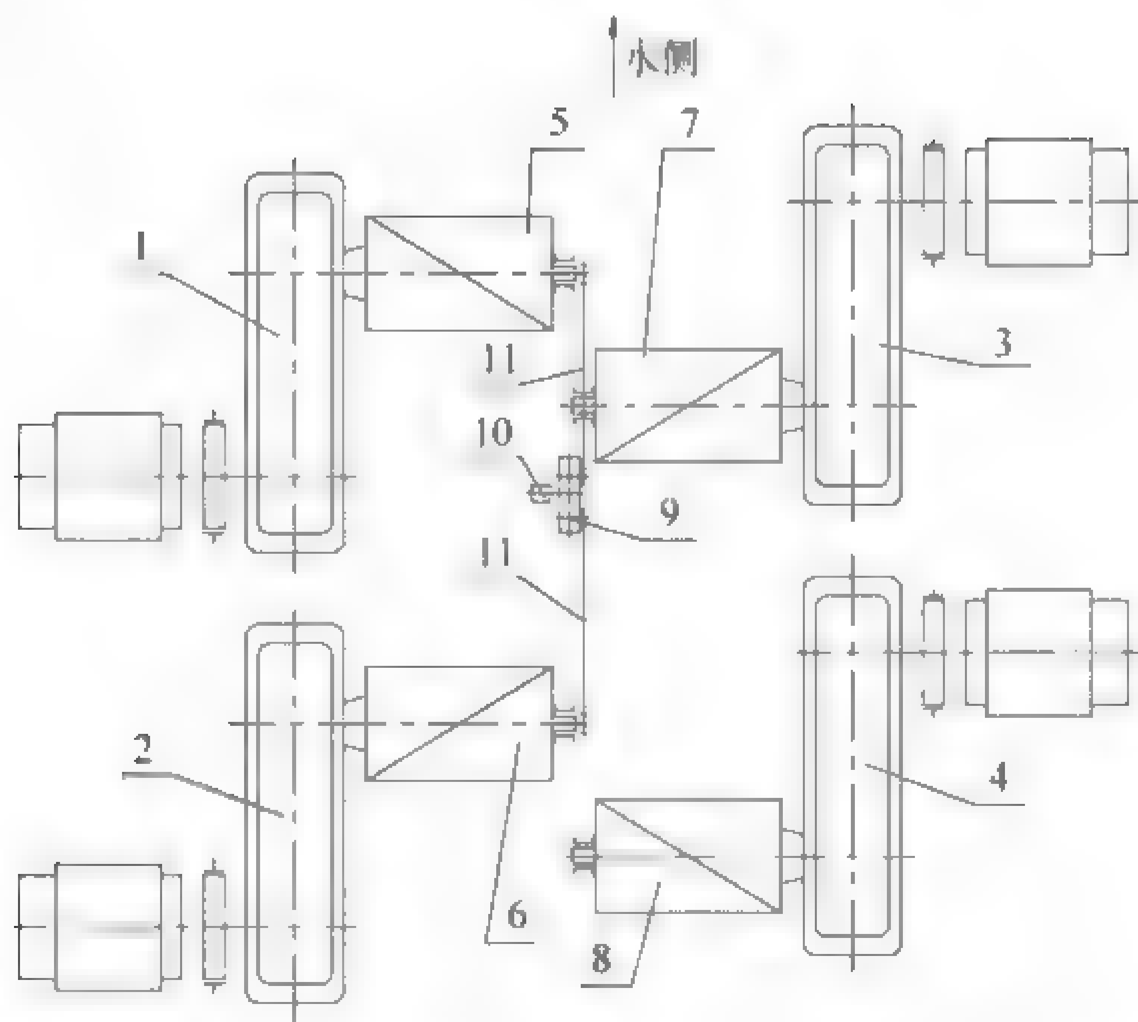


图 5-16 电气差动小车式卸船机起升、开闭及小车驱动机构示意图

1—起升前机构；2—起升后机构；3—开闭前机构；4—开闭后机构；5—起升前卷筒；6—起升后卷筒；7—开闭前卷筒；8—开闭后卷筒；9—反差动减速器；10—高度限位器；11—传动链条

3）驱动减速器不同

如图 5-17 所示，电气差动的 4 个减速器是标准的圆柱斜齿轮减速器，体积小，通用性强，制造简单，成本低，周期短。而机械差动式的减速器由圆柱斜齿轮和两个相互啮合的行星传动包构成，为实现差动功能将两个行星传动包放在一个减速器里，且是双（或三）输入、双输出的。这就使得该减速器构造复杂，体积也较大，制造难度大，成本高，周期长。

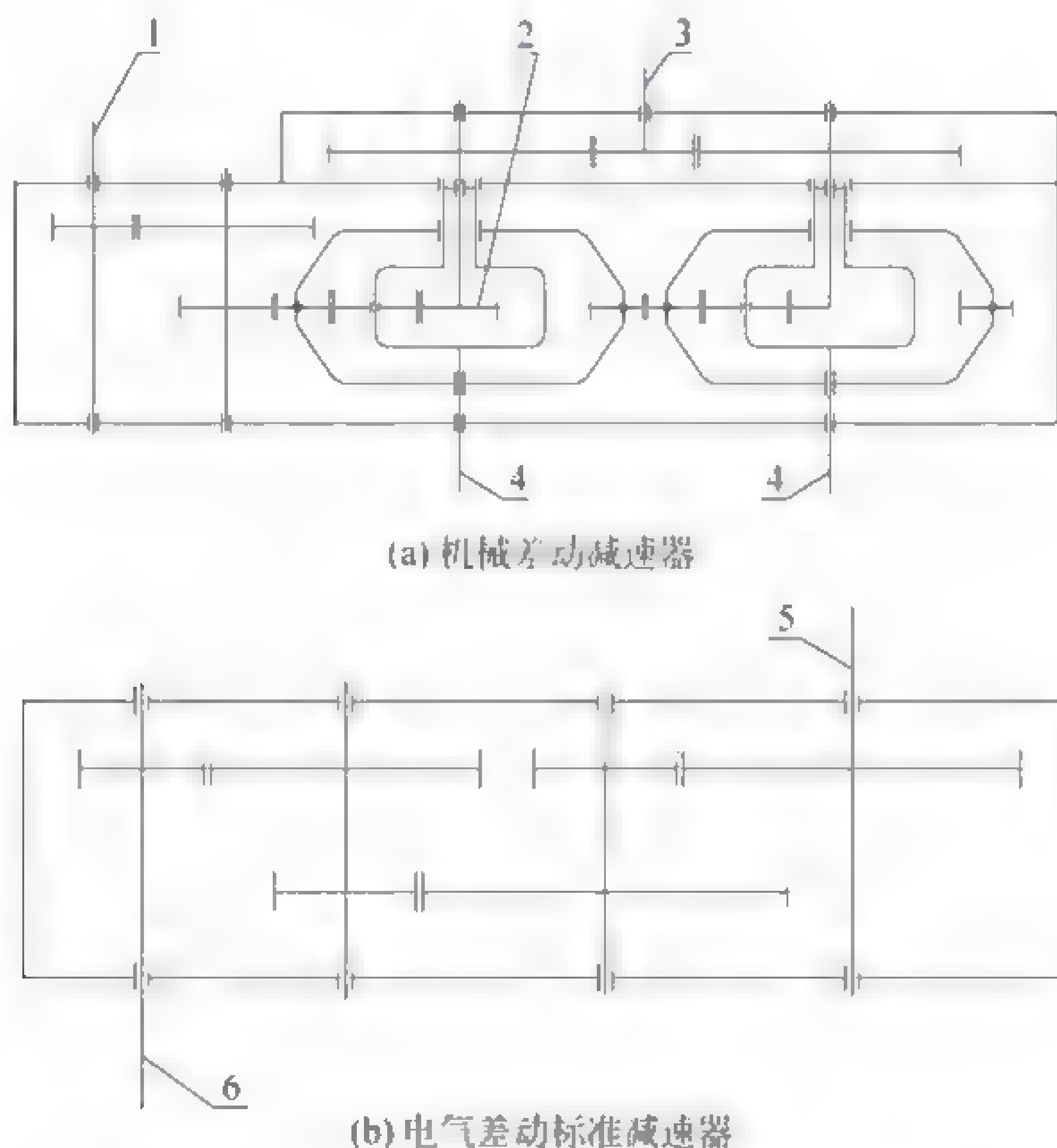


图 5-17 机械差动和电气差动起升、开闭及小车驱动减速器示意图

1—小车电动机输入轴；2—太阳轮输入轴；3—起升或开闭电动机输入轴；4—行星架（输出至卷筒）；5—起升或开闭电动机输入轴；6—输出轴（输出至卷筒）

4）电动机数量及其功率不同

电气差动有4套独立驱动机构，每套1个电动机，共4个，起升、开闭各2套驱动，没有独立的小车驱动。因此在抓斗满载提升且小车向陆侧运行时（即抓斗走弧线的复合运动），后卷筒的2个电动机除了满足提升功率外，还需增加小车满载运行的功率，电动机选型功率需增大。若设计选型考虑不足的话，将无法实现抓斗走弧线的复合运动，从而影响到卸船机的作业效率，生产率降低。所以4套驱动机构的总功率需多增加1个小车电动机功率，总功率会较机械差动增大10%～15%。而中小型的机械差动的电动机数量为起升、开闭、小车各1个，共3个。在大于2000t/h的卸船机中，为了降低电动机等高速级的转动惯量，普遍采用起升、开闭各2个电动机，小车1个电动机，共5个电动机，有利于减小差动减速器的体积和方便调速控制。

5）高度限位方式不同

《起重机安全规程　第1部分：总则》（GB 6067.1—2010）要求对极限位置的保护必须有机械的终端限位开关。电气差动系统中，小车运行的终端限位可以在小车轨道上设置，但起升高度限位就非常复杂了。在起升和小车的复合运动中，由于每个卷筒的卷绳量是提升高度变化量和小车移动距离之和，单一机构上难以判别。为了剔除小车移动的影响，简单有效的办法之一，是在起升（开闭）前后卷筒轴上安装一个反差动减速器（见图5-18），在其上安装凸轮限位装置，实现高度限位要求。由程序记住各组电动机在执行起升、开闭命令和小车运行命令后各自转过的角度，通过复杂的识别和运算，理论上也可以实现限位保护，但尚不可靠，不符合在终端必须设置机械限位开关的规范要求，所以实际上还没有这种应用。这也是电气差动维护的难点之一。而机械差动起升（开闭）电动机仅负责抓斗提升（下降），与小车运行无关，可以方便地在减速器输入的次级轴上设置起升高度限位装置。

6）电气控制系统不同

机械差动的电气控制系统与主、副小车基本一样，相对简单，4根钢丝绳间的载荷均衡和速度同步相对容易实现，一般只要控制好起升和开闭间的电动机速度同步就能满足要求。而电气差动的电气控制系统要不断地比较、判断、调整4根钢丝绳的载荷和速度（即4个电动机的扭矩和转速），以满足抓斗各工况要求，其系统复杂性大大增加。

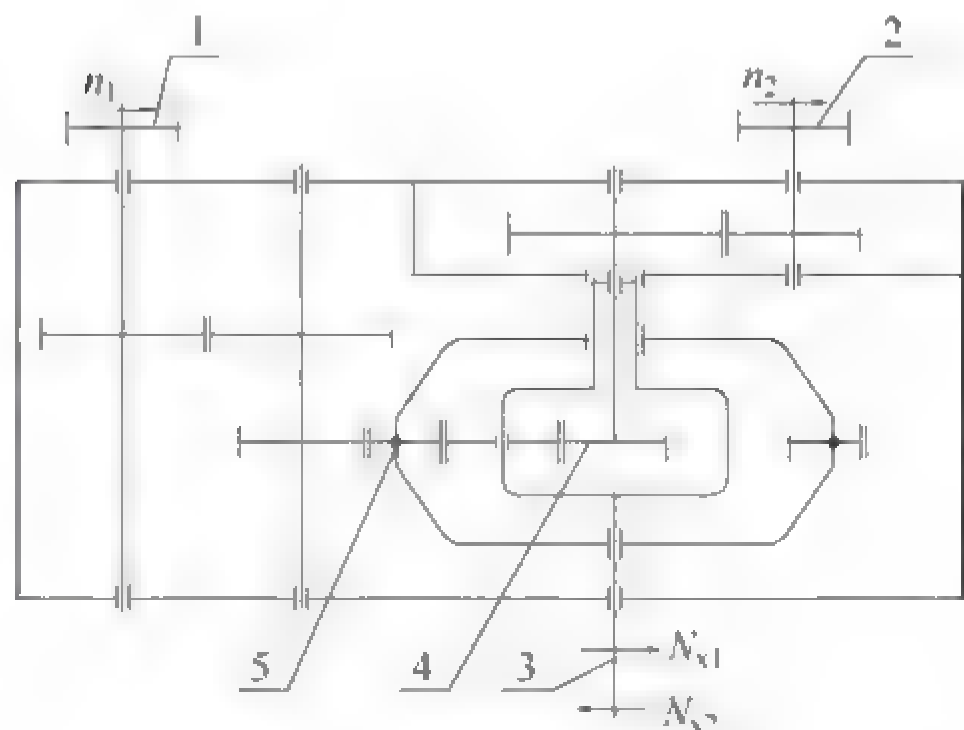


图5-18　反差动减速器示意图

1—前卷筒输入链轮；2—后卷筒输入链轮；3—高度限位装置；4—太阳轮；5—内外齿圈；n_1—前卷筒输入转速及方向；n_2—后卷筒输入转速及方向；N_{x1}—前卷筒输出转速及方向；N_{x2}—后卷筒输出转速及方向

3. 电气控制功能要求

1）主要硬件

控制系统的主要硬件由数字化的变频拖动控制系统、PLC控制系统、控制网络组态、电动机闭环控制和位置检测系统、联动台控制、电动机超速保护、超载限制器、起升高度限制系统、终端限位开关等硬件组成。

2）抓斗作业工况与4根绳的载荷、速度之间的关系

抓斗作业过程中每个循环由空抓斗主小车前行、空抓斗下降、抓料闭斗、满载抓斗提升、满载抓斗后行、抓斗放料6个必需的动作组成，其中前行和下降、提升和后行一般为复合运动。因此，由4个独立机构驱动的卷筒完全通过电气控制系统来实现抓斗的作业过程，就需要根据各阶段工况不同，实现不同的控制要求，控制工况多而复杂。

对描述工况的变量说明如下：

（1）v_1～v_4 ——分别为4根绳的速度（卷筒的转速），v_1、v_3为前绳，v_2、v_4为后绳。

(2) $F_1 \sim F_4$ ——分别为4根绳的受力(卷筒的扭矩),F_1、F_3 为前绳,F_2、F_4 为后绳。

(3) F_b ——抓斗抓料闭合力。

(4) Q——抓斗载荷(含抓斗自重)。

(5) G——抓斗自重。

(6) v_h ——抓斗提升速度,负值表示卷筒放绳,正值表示卷筒收绳,为给定值。

(7) v_c——小车运行速度,负值表示卷筒放绳,正值表示卷筒收绳,为给定值。

(8) α——保持抓斗提升时闭合需要的起升与开闭绳的载荷系数,一般为设定值。

(9) γ——抓斗空载时小车运行前、后绳存在的力差系数,随小车的阻力大小而变化。

(10) β——抓斗满载时小车运行前、后绳存在的力差系数,随小车的阻力大小而变化。

抓斗作业中匀速运行阶段各工况说明如下:

(1) 空斗前行、抓斗没有下降时,起升的前、后绳载荷要均衡,起升开闭前、后绳速度要相等,方向相反,即

$$F_1 = \gamma F_2 = \frac{G}{2(1+\gamma)}, \quad F_3 = \gamma F_4 \approx 0$$

$$v_1 = v_3 = v_c, \quad v_2 = v_4 = -v_c$$

(2) 空斗前行、抓斗下降时,起升的前、后绳载荷要均衡,起升开闭前、后绳速度不同,即

$$F_1 = \gamma F_2 = \frac{G}{2(1+\gamma)}, \quad F_3 = \gamma F_4 \approx 0$$

$$v_1 = v_3 = v_c - v_h, \quad v_2 = v_4 = -v_c - v_h$$

(3) 抓斗闭斗抓料、提升绳没有运动时,开闭的前、后绳载荷要均衡,开闭前、后绳速度相同,即

$$F_1 = F_2 = 0, \quad F_3 = F_4 = F_b$$

$$v_3 = v_4 = v_h, \quad v_1 = v_2 = 0$$

(4) 满载抓斗提升、小车不动时,起升、开闭的前、后绳载荷要均衡,起升、开闭的前、后绳速度相同,即

$$F_1 = F_2 = \alpha F_3 = \alpha F_4 = \frac{Q}{2(1+\alpha)}$$

$$v_1 = v_3 = v_2 = v_4 = v_h$$

(5) 满载抓斗提升、小车后行时,起升、开闭的前、后绳载荷要均衡,起升、开闭的前、后绳速度不同,即

$$F_1 = \beta F_2 = \alpha F_3 = \beta\alpha F_4 = \frac{Q}{1+\alpha+\beta+\beta\alpha}$$

$$v_1 = v_3 = v_h - v_c, \quad v_2 = v_4 = v_h + v_c$$

(6) 满载抓斗提升停止、小车后行时,起升、开闭的前、后绳载荷要均衡,起升、开闭的前、后绳速度相等,方向相反,即

$$F_1 = \beta F_2 = \alpha F_3 = \beta\alpha F_4 = \frac{Q}{1+\alpha+\beta+\beta\alpha}$$

$$v_1 = v_3 = -v_c, \quad v_2 = v_4 = +v_c$$

(7) 抓斗放料、小车不动时,起升绳要支持抓斗载荷,开闭前、后绳速度相同,即

$$F_1 = F_2 = \frac{Q}{2}, \quad F_3 = F_4 \approx 0$$

$$v_3 = v_4 = v_h, \quad v_1 = v_2 = 0$$

以上仅是匀速运行阶段的绳间载荷和速度的关系,在抓斗升降、小车运行加速阶段更加复杂。因此,要求卸船机PLC控制软件、闭环控制驱动调速系统具有实时控制、调整每根绳的受力(载荷)状态和速度的能力,在允许的误差范围内,保持载荷均衡和速度同步。

因此,电气差动控制系统的核心为:必须在检测硬件和软件上,保证钢丝绳的载荷均衡和速度同步。

3) 电气控制主要模块

电气差动是用电气设备控制4个卷筒使其以不同方式转动,从而实现机械差动减速器的功能,其核心是对卷筒的负载均衡和速度同步控制,达到4根钢丝绳协调动作和平稳作业,所以程序结构较为复杂,至少应包含图5-19中的模块,通过子程序的模块化,主程序根据工况调用子程序,满足作业要求。

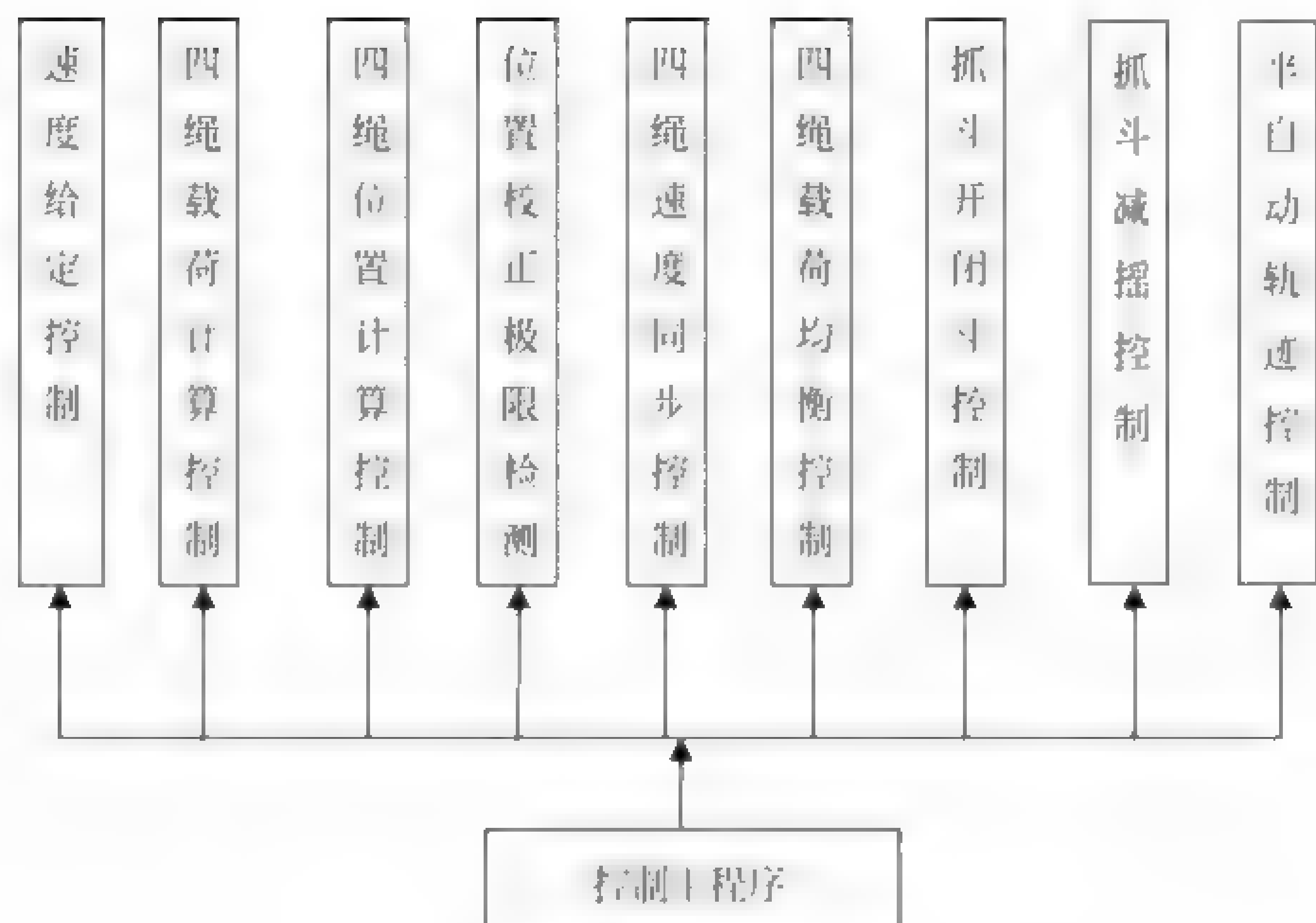
4. 电气差动的特点

(1) 电气差动的主要优点是四卷筒机构可选用标准平行轴圆柱齿轮减速器,4个驱动机构相对独立,机构简单统一,通用性好,维护简单,备件成本低。

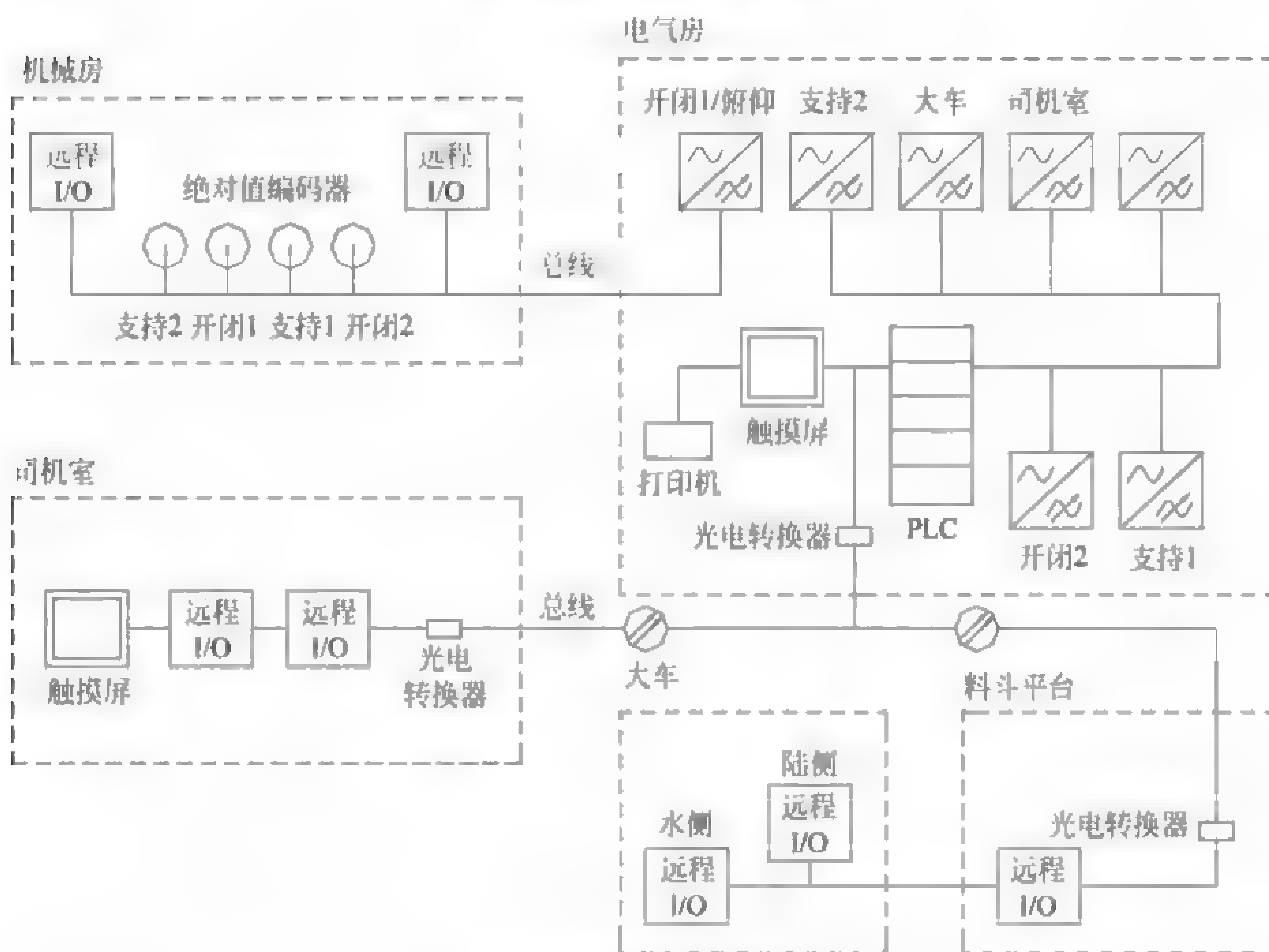
(2) 4个驱动机构布置尺寸比机械差动的小,机械房尺寸相应减小,整机自重比机械差动轻3%~5%。

(3) 电气差动可以同机械差动一样,根据码头环境工况选择卸船机的机械电气房的布置方式,可以上置、后置或下置。

(4) 电气差动的起升、开闭速度要比机械差动的高20%~30%,电气差动的小车速度与



(a) 电气差动控制系统模块图



(b) 电气差动控制系统原理图

图 5-19　电气差动控制系统模块图和原理图

机械差动的相近。

(5) 电气差动要做到良好的载荷均衡和速度同步，使电气控制系统的负担加重，电控系统更加复杂，控制子程序模块化，对外围设备的运行维护要求高，运行维护较困难。

(6) 4个卷筒(钢丝绳)的力和速度在不断地均衡调整，对钢丝绳的冲击加重，整机作业平稳性较差。

5.2.4　贯串式卸船机

贯串牵引小车式卸船机的起升钢丝绳由起升卷筒引出，经导向滑轮至主小车滑轮，再

绕过抓斗滑轮，最后固结在前大梁头部；开闭钢丝绳由开闭卷筒引出，缠绕方式与起升钢丝绳相同，不同之处是它要绕过抓斗中多倍率的滑轮组；小车牵引绳由牵引卷筒上正反向引出，一根经导向滑轮和前大梁端部滑轮与主小车水侧连接，另一根经导向滑轮与主小车陆侧连接(见图5-20)。

贯串式卸船机与补偿小车式相比，起升、开闭、小车牵引机构都是采用与自行小车式卸船机相似的普通卷扬机，构造比较简单。贯串式三大机构的钢丝绳缠绕系统只有4根钢丝绳，而补偿小车式有9根钢丝绳。前者只有一台主小车，显然简化了很多，后大梁也不需要后伸，是一种较好的机型。但是贯串式在小车移动时，起升钢丝绳、开闭钢丝绳仍在抓斗滑轮中不断地运动，增加了弯曲疲劳和磨损，起升和开闭钢丝绳寿命相应缩短，增加了运行维护工作量和成本，已较少采用。

5.2.5 半牵引式卸船机

半牵引式卸船机是将起升机构、开闭机构安装在主小车上，而小车运行驱动机构安装在卸船机上固定的机械房内，小车的行走靠钢丝绳牵引。它既保留了自行小车式起升、开闭钢丝绳短、无水平段跳动的优点，又能提高小车的行走速度。目前世界上最大的5100t/h桥式抓斗卸船机就是采用这种形式。同时它又带有两种机型的部分缺点，如小车供电、通信比较复杂，故障率较高，国外采用得不太多，国内尚未引进。还有一种半牵引式是将起升机构、开闭机构安装在固定的机械房内，小车运行驱动机构装在主小车上，通过钢丝绳使抓斗开闭、起升下降，小车可自行行走，这种应用也不多见。

5.2.6 自行小车式卸船机

自行小车式卸船机是指小车上安装有起升机构、开闭机构、小车运行机构，依靠小车运行机构，小车可以在前后大梁的轨道上自行行走。

这种卸船机的起升、开闭和小车运行机构分别独立驱动，工作效率高；起升、开闭钢丝绳从卷筒绕出直接连接在抓斗上，不通过导向滑轮，抓斗悬吊钢丝绳短，缠绕系统简单，机械效率高，钢丝绳用量少且使用寿命长；小车运行平稳，安全可靠，不会因小车运行而影响装卸点的准确位置，且便于维修保养。但因小车受驱动轮打滑条件的限制，其加速时间不能太短，运行速度一般在200m/min以内；且自行小车自重大，要比牵引小车重10～20倍，运行到大梁最远端时产生的弯矩大，导致整个设备的自重比其他形式的桥式抓斗卸船机要重20%～25%。以生产率为1250t/h的自行小车式桥式抓斗卸船机为例，其小车重约80t，加上抓斗和货物的重量，总重量近120t。如此大的载荷频繁地高速运行，不断地起制动，在卸船机寿命之内可能要作用1000万次。在这种大幅度循环载荷的作用下，一方面会对金属结构产生大的惯性力，另一方面会大大降低各机构的响应性，不利于严格限制小车的加、减速度。小

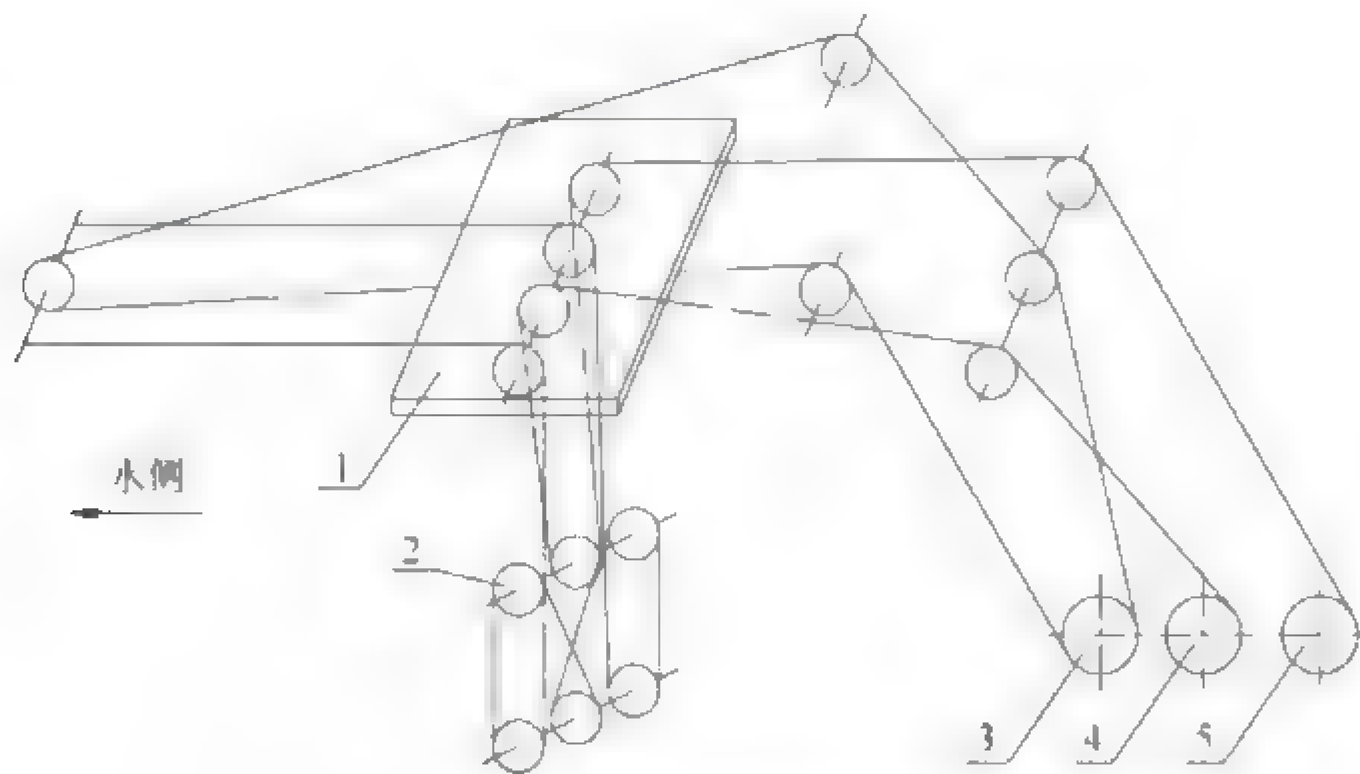


图5-20 贯串牵引小车式钢丝绳缠绕系统示意图

1—主小车；2—抓斗滑轮组；3—小车运行卷筒；4—起升卷筒；5—开闭卷筒

车自重和惯性力作用在支承其运行的前大梁、后大梁及门框上，为满足各项设计要求(尤其是疲劳因素)，必然导致金属结构件非常庞大，由此，自重、轮压和腿压大幅增加，设备本身和码头水工结构的制造成本也相应提高。加之小车运行惯性大，整机水平晃动大，向高速运动着的小车供电、通信都比较困难。且因其主要工作机构都装在运动的小车上，在振动的冲击下，机械和电气设备的故障率也比较高，相应的维护工作量也较大，其综合运行费用比牵引小车式高10%以上。目前采用此种自行小车形式的大型抓斗卸船机越来越少，特别是国内外近几年投产的卸船机没有一例采用这种形式。

但是，对于小车运行距离过长的卸船机，若采用补偿小车式或机械差动小车式卸船机，必须设置多部主钢丝绳托架小车以减少开闭钢丝绳的张力，从而保证抓斗可以顺利打开，但会导致钢丝绳缠绕系统过于复杂，布置困难。此时适合采用自行小车式卸船机。图5 21所示为3000t/h自行小车式卸船机示意图。

自行小车式卸船机的辅助性机构(如前大梁俯仰机构)布置在小车之外的结构件上。电气控制系统集中安装在电器房内，通过控制电缆向小车上的电动机传递控制命令。小车上的电动机的动力电源则通过桥架内侧的滑接线或拖链、挂缆等多种形式取得。在小车上除了有抓斗的起升机构、开闭机构和小车的运行机构外，还有控制电缆卷放机构，它比安装在大车上的电缆卷放机构复杂，要求也更高。这是小车起制动冲击大的主要原因。

图5-22所示为主小车上的起升机构、开闭机构、小车运行机构和电缆卷放机构的平面布置示意图。

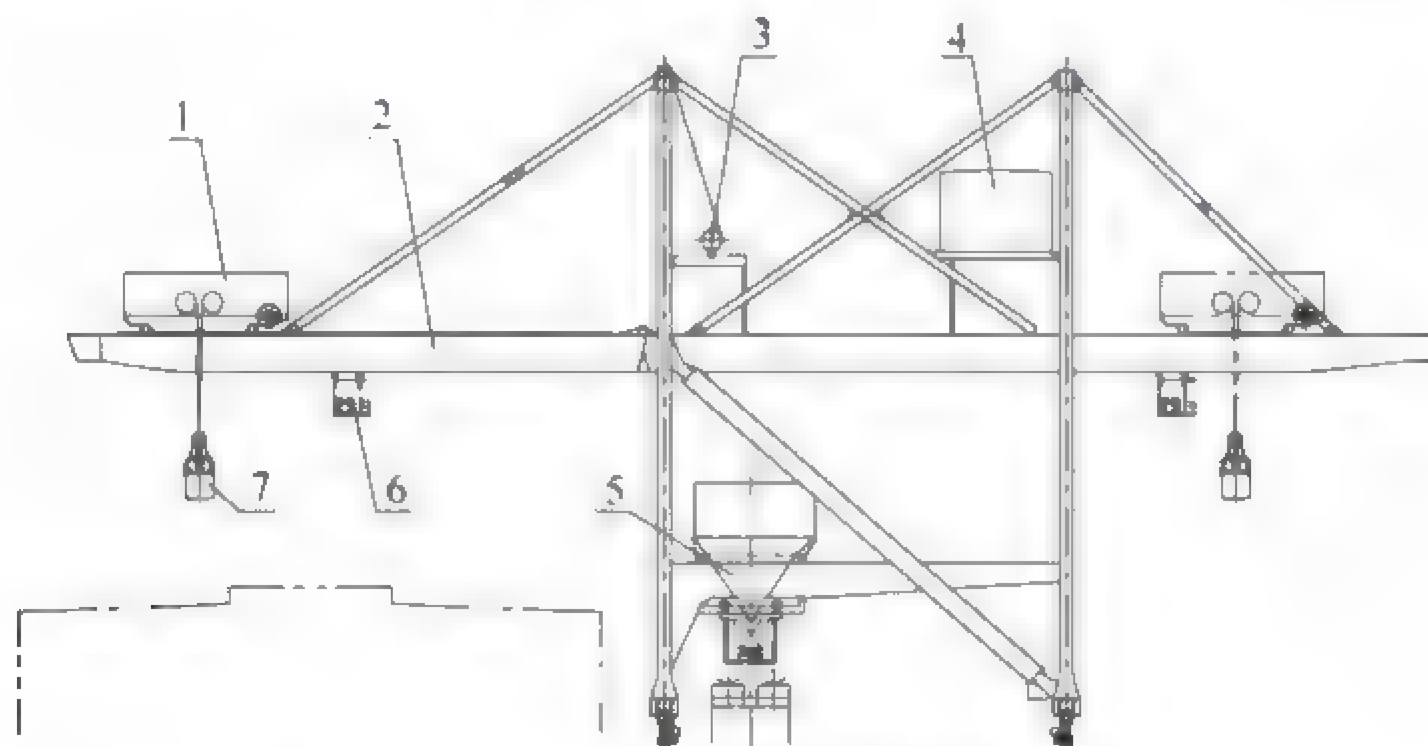


图5-21 3000t/h自行小车式卸船机示意图

1—自行小车；2—金属结构；3—俯仰机构；4—机械电气房；5—料斗、供料系统；6—自行司机室；7—抓斗

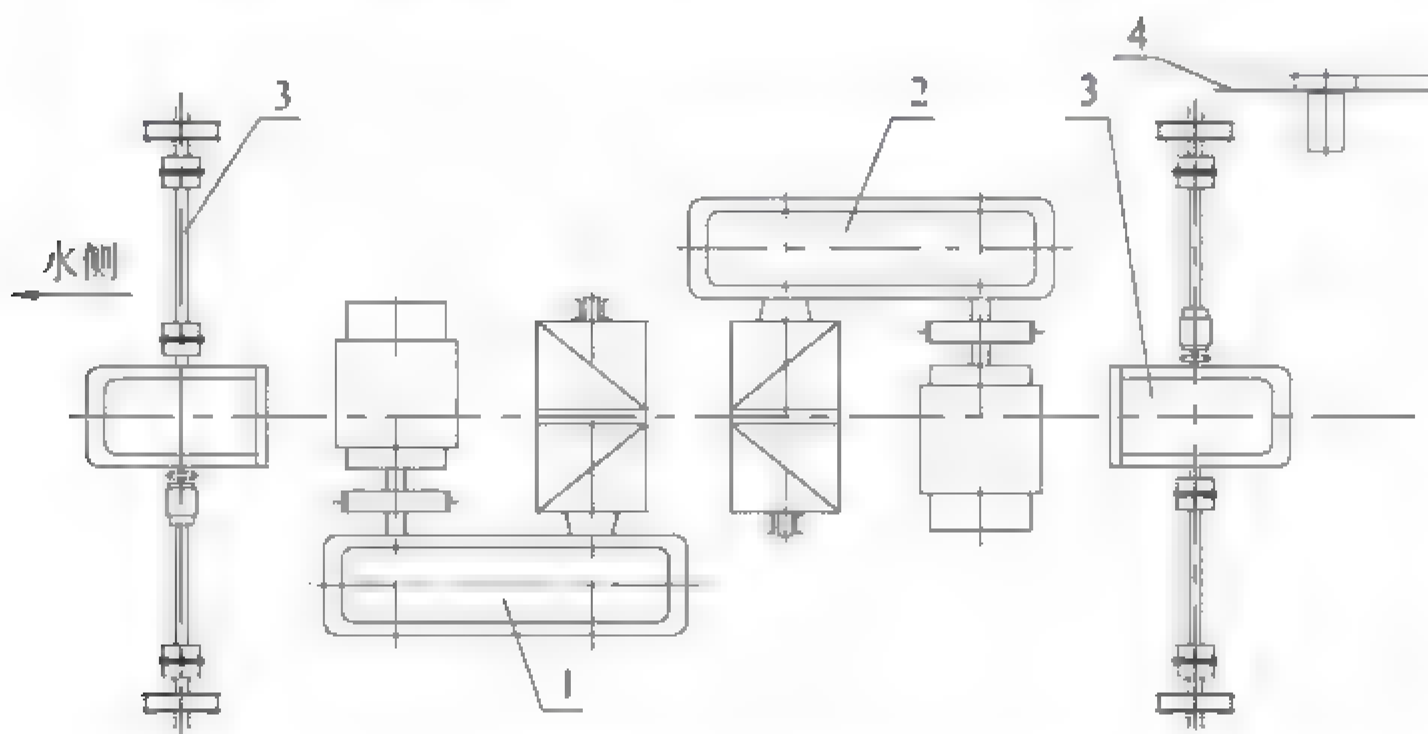


图5 22 起升、开闭、小车运行和电缆卷放机构平面布置示意图

1—起升机构；2—开闭机构；3—小车运行机构；4—控制电缆卷放机构

1. 抓斗起升与开闭机构

抓斗起升与开闭机构由两组相同的驱动机构组成。这种驱动形式的优点是可以采用标准部件，安装和维修方便。起升、开闭机构通常由电动机、高速联轴器、制动器、减速器、卷筒联轴器、带绳槽的卷筒、卷筒轴承座、钢丝绳、抓斗和安全装置等组成(见图 5-22)。电动机采用三相异步交流变频形式，可实现无级调速，满足连续工作制和过载要求；高速联轴器采用带制动盘的鼓形齿或弹性梅花形式，承载能力大，运行平稳，噪声低，安装维护方便；制动器采用盘式，制动力矩大，安全性高，衬垫磨损可自动补偿；减速器采用平行轴圆柱齿轮传动形式；卷筒联轴器采用鼓形齿连接形式；卷筒采用钢板焊接后加工而成；钢丝绳采用左右旋成对形式；抓斗采用长撑杆双颚瓣或剪式抓斗；安全装置包括编码器、凸轮限位、超速开关、钢丝绳防跳槽限位等。

起升和开闭钢丝绳从卷筒绕出后，直接向下与抓斗连接，通常不设防旋转接头或其他钢丝绳快速接头。若为了快速更换抓斗必须设接头时，通常采用以下两种方案：

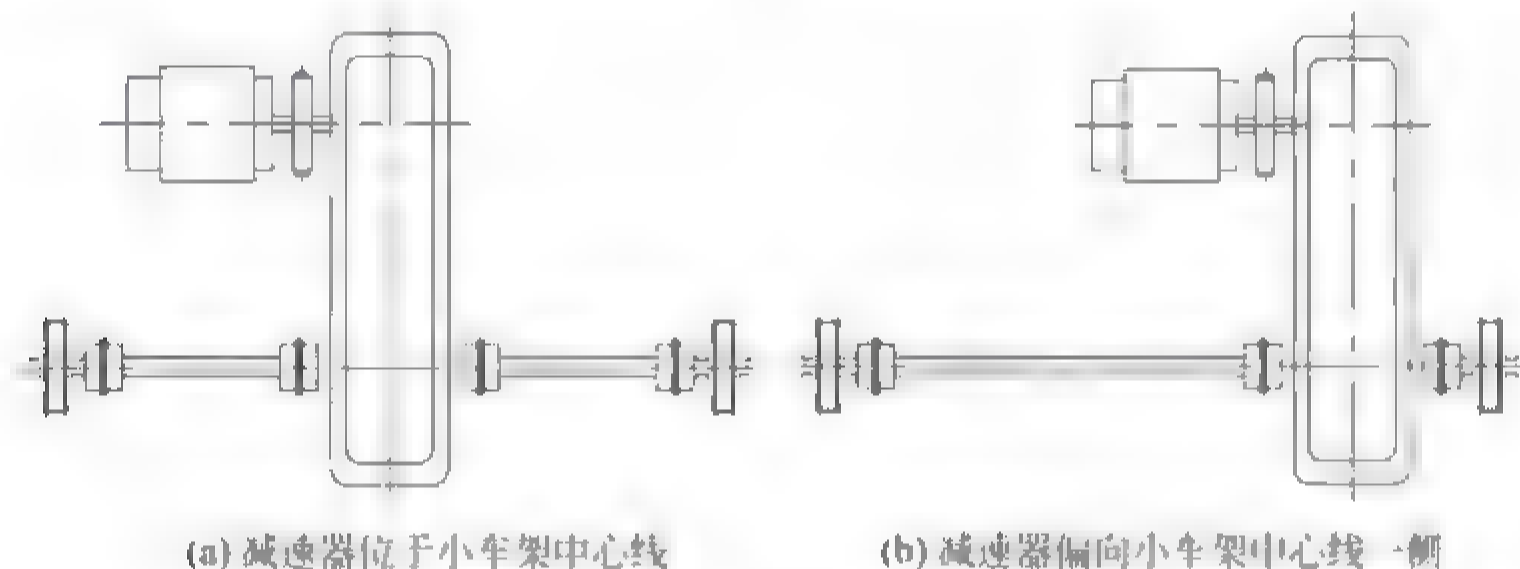
(1) 提高卸船机轨上高度，保证绳接头不缠绕经过卷筒，但由于整机高度增加带来了整机自重增大和重心升高等不利影响，得不偿失，一般不采用；

(2) 在小车的一端加装开闭绳导向滑轮，使开闭绳接头过滑轮，但这种方案导致小车加长，小车自重增加，在相同前伸距的情况下，前大梁需要加长，但总体比上一种方案合理些，应用较多。

2. 小车运行机构

小车运行机构通常由电动机、高速联轴器、制动器、立式减速器、传动轴、车轮组等组成。小车轨距一般不大于 6m，常采用低速轴集中驱动形式。电动机通过固定在小车架上的立式减速器、联轴器和传动轴直接驱动车轮，车轮常采用全轮驱动。这种驱动形式的优点是可以采用更多的标准部件，安装和维修方便。通常将立式减速器布置在小车架中心线上，有时由于结构的需要，立式减速器也可偏于一侧，见图 5-23。

把驱动、制动和传动装置三者合为一体的三合一驱动装置目前也得到广泛使用，见图 5-24。电动机与制动器制成一体，直接连接在减速器上，减速器的空心输出轴通过花键或



(a) 减速器位于小车架中心线　(b) 减速器偏向小车架中心线一侧

图 5-23　小车运行机构布置示意图

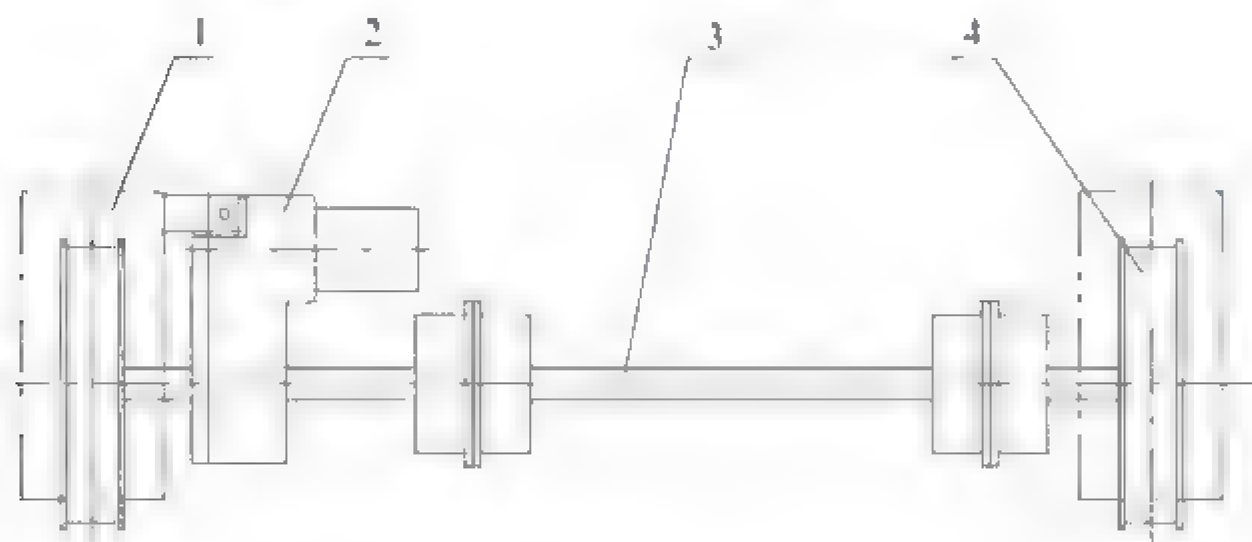


图 5-24　三合一小车运行机构示意图

1—小车架；2—三合一减速器；3—同步装置；4—车轮组

平键套装在车轮轴上，减速器上方有一弹性支承与小车架相连，形成三点支承。这种驱动形式的优点是结构紧凑，自重轻，装拆方便，运行平稳，使用可靠，但维修不太方便。

自行小车的运行速度高，工作频繁，当运行速度大于等于120m/min时，传动机构应放在弹性支架上(见图5-25)，减小小车车轮经过轨道接头时产生的冲击。为了保证启动和制动时不打滑，大多采用全部车轮驱动。

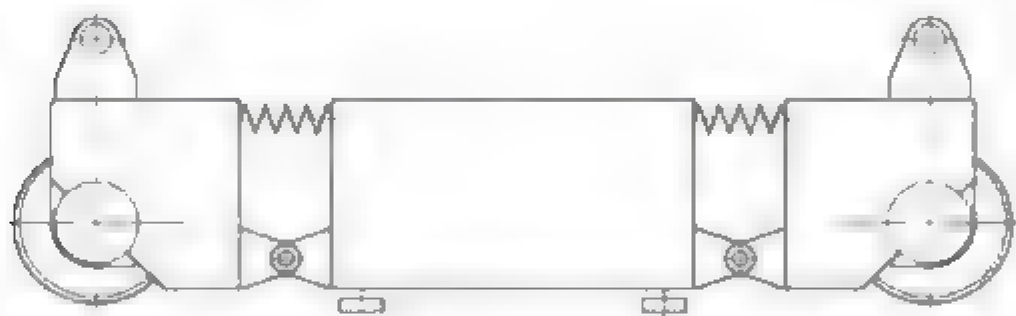


图5-25 带弹性支架的小车运行机构示意图

自行小车在运行中因各种原因而产生水平偏斜而导致啃轨的情况特别需要加以注意。关于防偏斜的措施有很多，如在轨道内侧增设水平轮，但这只是一种缓解措施，不是根治的办法。在设计中，防偏应从以下几个方面着手：

(1) 集中驱动，即小车的车轮最好由一台电动机驱动。如需两台电动机驱动，则应考虑电动机刚性连接，以防止电动机转速差异所发生的运行偏斜。

(2) 小车上各机构的重量布置应尽量对称，不要偏重于某一边，防止因小车轮压不同而引起运行偏斜。

(3) 要注意小车车轮轴线的偏斜方向，左右应对称，特别要防止四轮轴线向同一侧偏斜(见图5-26)。



图5-26 小车运行机构四轮轴线同侧偏斜示意图

当然，小车运行轨道的铺设也是很重要的，无论是轨距、高低差，还是平行度，都应严格保证安装技术要求，以尽可能避免小车运行时出现跑偏现象。

3. 小车供电装置

起升、开闭和小车运行3个工作机构及其电气控制系统集中安装在主小车上的机械房内，3个工作机构的动力电源通过大梁内侧的滑触线或拖链、挂缆等多种形式取得，控制命令通过控制电缆向3个工作机构传递，控制电缆的收放速度必须与小车运行同步。图5-27所示为小车动力供电装置示意图。

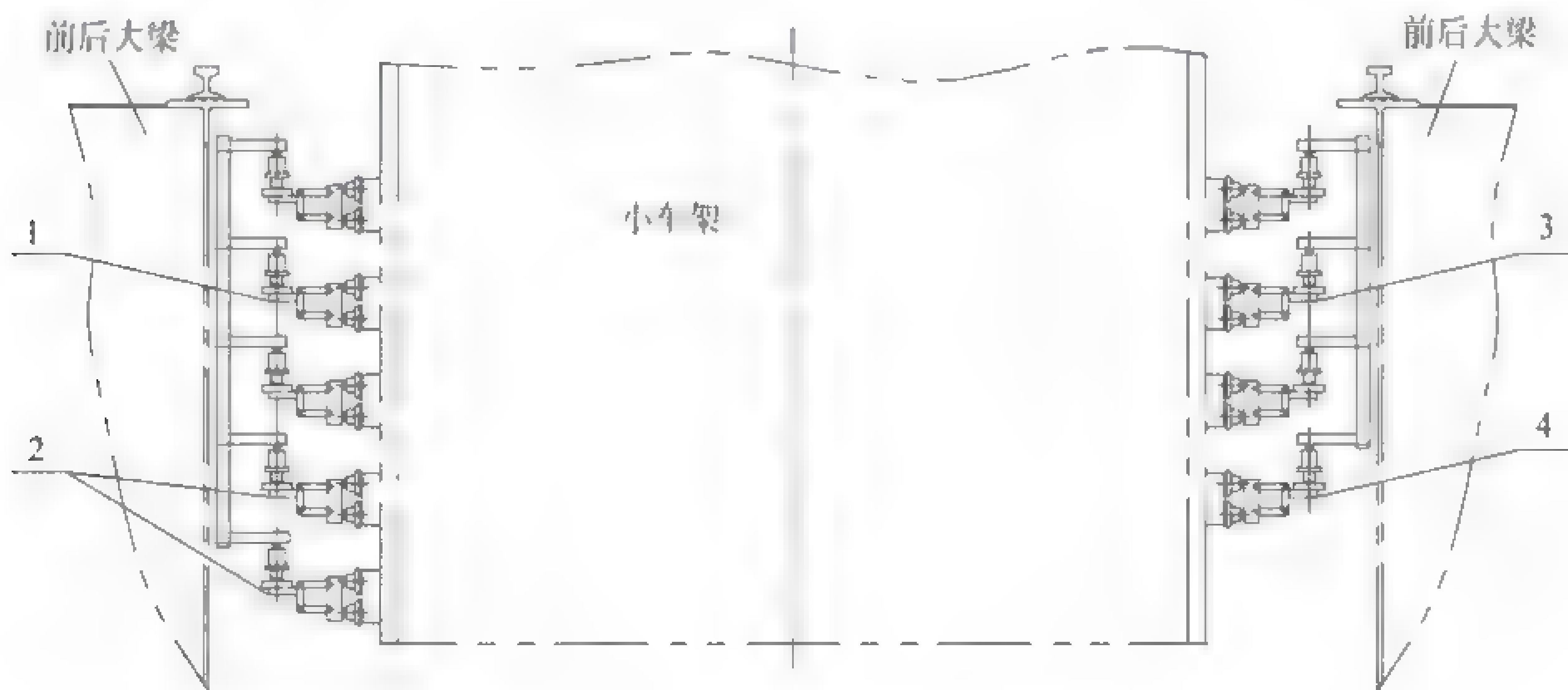


图5-27 小车动力供电装置示意图

1—起升机构用；2—动力电缆用；3—开闭机构用；4—小车运行机构用

5.3 通用部件

上述各种类型的卸船机，其中有多个部件具有共性，比如大车运行机构、金属结构、俯仰机构、卸料系统、抓斗等，下面作简要介绍。

5.3.1 大车运行机构

大车运行机构由驱动装置、行走支承装置及安全保护装置等组成(见图5-28)。

大车运行机构采用交流变频无级调速驱动，调速性能好；采用安全可靠的制动系统，起制动应保证整机平稳，无晃动。

行走支承装置采用带平衡梁的车轮组，以保证载荷在支腿的所有车轮上均匀分布。支承装置的设计和制造要充分考虑便于安装和维修。每个支腿下方均应设有可承受千斤顶顶升的结构，以供调整轨道和更换车轮时用。

驱动装置应具有成组性、互换性，设计应考虑能单独更换车轮。驱动装置应结构紧凑、体积小、重量轻、工作可靠，不推荐采用开式齿轮传动。车轮采用锻件或精密铸造件加工制成，其踏面和轮缘的内侧面经热处理，踏面硬度300～380HB，硬化层有效深度不小于15mm，15mm深处硬度不小于260HB。车轮采用双轮缘型，车轮踏面与轨道配合时有足够的富裕宽度，轮轴用滚动轴承支承。每个支腿下方都应有驱动轮，其驱动轮数应不小于车轮总数的一半。车轮的形式应符合大车轨道的规格要求，确保无啃轨现象发生。

为有效抵御工作中突发阵风，大车运行机构设有从动轮夹轮器、夹轨器或顶轨器，保证在风速35m/s的情况下，卸船机不会移动。夹轮器安装在从动轮轮缘的两个侧面上，夹紧力能保证从动轮在任何情况下不发生滚动。夹轨器夹在大车轨道顶部的两个侧面上，摩擦力能保证卸船机不会沿大车轨道方向移动。顶轨器顶在大车轨道的踏面上，摩擦力能保证卸船机不会沿大车轨道方向移动。夹轮器、夹轨器或顶轨器均可方便地手动打开，使用和维修方便，并与运行机构联锁，在司机室内可显示其锁紧或放松状态的信号。

相邻两机之间设有防碰撞装置，以确保卸船机的安全。两机限位器顶端最小安全间距为1.5m。

在卸船机行走方向的两端装有三级限位装置。当大车行至车挡适当的位置，一级限位动作时，运行机构自动减速；当二级限位动作时，运行机构正常制动；三级限位动作时，运行机构立即制动。

大车运行机构应有足够的驱动力，保证在风速25m/s和0.5%的坡度情况下，顺逆风均能安全运行至固定位置进行锚定。在25m/s风速并顺风下坡行走时，制动器能安全制动。

大车运行机构在门腿适当的位置设微动操作按钮。

大车高速行走时，应与前大梁俯仰机构联锁。

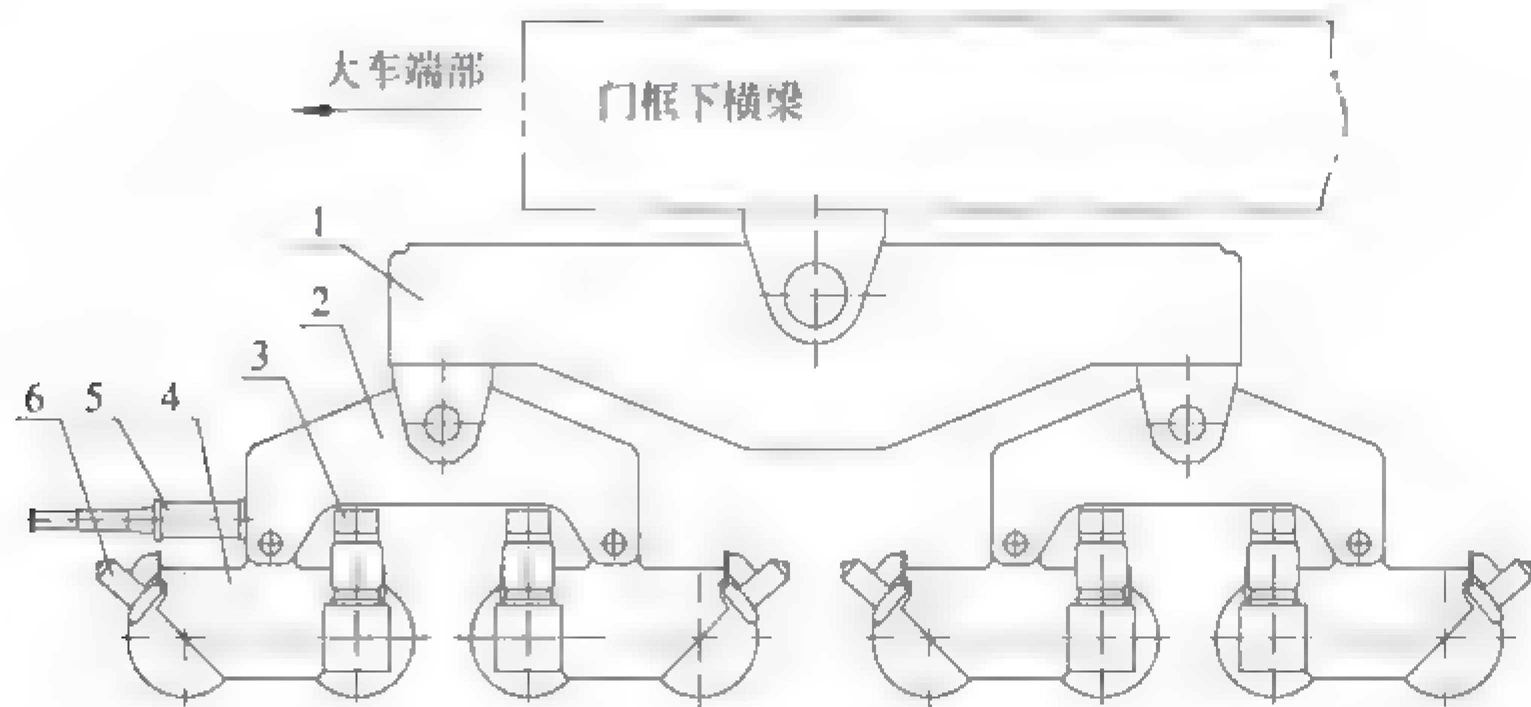


图5-28 大车运行机构示意图
1—大平衡梁；2—小平衡梁；3—驱动装置；4—台车；5—缓冲器；6—夹轮器

大车运行机构还设有结构牢固的清轨器，以清扫轨道上的杂物。

每个支腿外端应装有声光报警装置，大车行走时闪光并发出报警声。

为防止卸船机在强台风时产生滑移，应沿轨道两侧在卸船机基距的中间设置两套锚定装置。当卸船机停止工作时，锚定插销应轻便地插入码头上的锚定插座内，保证锚定插座能承受瞬时最大风速时的载荷。锚定装置应与大车运行机构联锁，锚定装置的锚定状态在司机室内显示。

每个门腿设一套防倾覆装置，在强台风时使用，以增加卸船机的安全性。

在卸船机行走方向的两端应设缓冲器，缓冲器应安全、可靠、吸能性能好、不易碰坏。卸船机对每个车挡的撞击力应满足设计载荷要求。

卸船机上应设顶升装置，每个门腿至少设一对顶升点。

卸船机大车轨道通常为每侧单轨形式，也有个别项目采用每侧双轨形式，这里不再详述。

5.3.2　金属结构

金属结构由门框（包括门腿、下横梁、料斗横梁、连系横梁等）、前大梁、后大梁、梯形架、拉杆、大梁铰点、小车轨道、机械电气房底架等组成（见图5-29）。

金属结构应设计合理，在工作及非工作状态下，均有足够的强度、刚度和稳定性。主要承载构件采用刚性连接，应受力明确，传力直接，尽量降低应力集中的影响。设计允许的跨中垂直静挠度及前伸臂端部的垂直静挠度应符合 GB/T 3811—2008 的规定。金属结构还应具有良好的动刚度，在各种工况下，尤其在加、减速时，振动较小。

对于需要拼装的大型结构件应优先考虑高强度螺栓连接，不得采用铆接。

结构件的外形应便于维修、保养、除锈和涂漆，并在适当的位置焊设维修用专用吊耳。构件各部位不应积水，凡有可能积水之处均应有泄水孔排净积水。所有需要检查、维修的地方应设置检查孔。应充分考虑工作环境对结构的腐蚀影响。

门框结构采用箱形或其他封闭型结构，并确保门架的刚度。门架上部与大梁刚性连接，连接处的结构应特别加固，保证整机具有足够的刚度，以减少满载小车启、制动时整机的水平晃动。

前大梁和后大梁采用双箱形梁结构，应有足够的抗扭刚度和抗疲劳强度。小车轨道用压板安装在前大梁和后大梁的承轨梁上，承轨

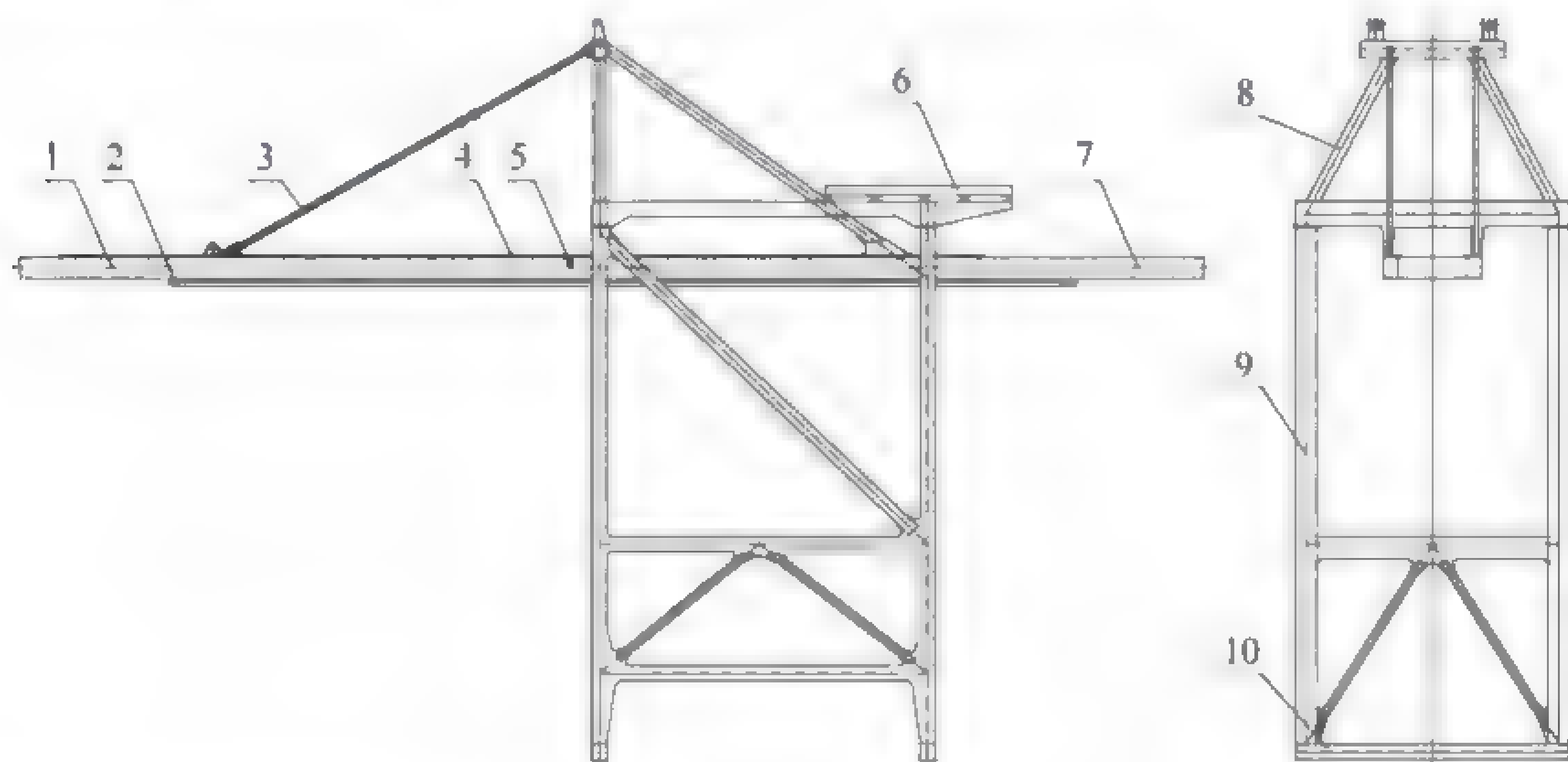


图5-29　金属结构示意图

1—前大梁；2—司机室轨道；3—拉杆；4—小车轨道；5—铰点；6—机械电气房底架；7—后大梁；8—梯形架；9—门腿；10—下横梁

梁采用特制的T型钢形式。小车轨道的安装应符合GB/T 15361—2009的规定。小车轨道和承轨面之间设有增强的橡胶垫(带钢板芯)，以减少和隔离振动。轨道应采用焊接的抗剪块固定，不使轨道有纵向移动。铰点附近轨道应采取特殊措施，以减少小车运行时的冲击振动和轨道压板的松动，确保小车顺利通过。轨道采用焊接成一体的整根轨道。两端应设车挡，车挡能承受小车满载全速碰撞时的撞击力。

当卸船机停机时前大梁能仰起至80°位置，不妨碍船舶的靠岸、离港作业。前大梁和后大梁之间采用铰点连接，铰点采用免维护关节轴承(球面滑动轴承)或自润滑铜套。设有可以对铰点轴承和铰轴进行检查、维修和更换的装置，该装置应能够释放轴承载荷，拆下铰轴和轴承，不用拆卸前大梁就能对铰点进行维修。

在前大梁和后大梁下方一侧，设有司机室与拖令轨道。为方便更换，轨道不直接焊接在前大梁和后大梁上，为可拆卸的连接形式。

5.3.3 俯仰机构

俯仰机构由电动机、高速制动器、联轴器、减速器、卷筒联轴器、卷筒、安全制动器、轴承座、钢丝绳、限位装置等组成(见图5-30)。

为确保俯仰机构的工作安全，应设置两套制动系统：一套设在减速器高速轴，用于正常工作时制动；另一套设在卷筒法兰上，用于前大梁下降超速(额定值的115%)或急停、电源故障、极限开关动作时的紧急制动。俯仰机构紧急制动时，高速制动器和安全制动器应同时制动。制动器安全系数应符合规范要求。

应设置前大梁安全锁定装置，当前大梁仰起至约80°时，该装置能自动锁定。

俯仰机构应与小车牵引机构及司机室运行机构设置必要的联锁，应有极限保护装置和超速保护装置，司机室内应有前大梁俯仰角度指示。

卷筒筒体采用钢板卷制。卷筒在机加工前应消除应力，加工后做静平衡试验。卷筒采用标准绳槽、单层缠绕，绳槽进行精加工和相应热处理。卷筒设有防跳槽装置，可探测钢丝绳是否在绳槽内。卷筒应有足够的长度，当绳全部绕下至下极限位置时，卷筒上至少应留有2圈钢丝绳(自由圈，而不是固定圈)；当绳全部绕上至上极限位置时，卷筒上至少还应留有2圈空槽。绳端应用压板固定在两个槽上。卷筒采用滚动轴承支承，卷筒与钢丝绳直径之比应符合规范要求。

采用单绳贯穿缠绕系统，梯形架部位设平衡装置和止挡块，两侧收放同步，受力均衡，每侧绳系均能承受最大荷载。

俯仰机构应配有一套交流应急驱动装置，保证在主驱动装置不能正常工作的情况下，通过岸电应能使前大梁慢速安全仰起至80°并固定。

还应设置前大梁俯仰钢丝绳断绳保险装置，

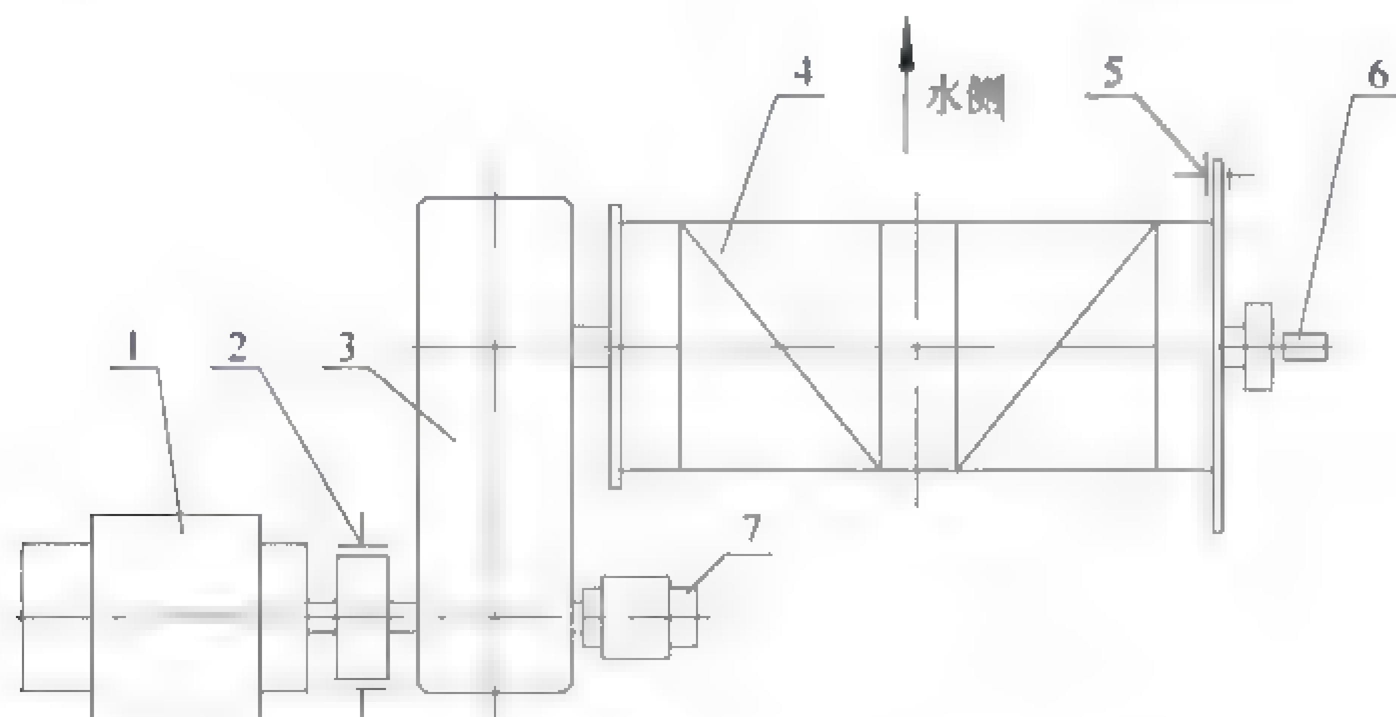


图5-30 俯仰机构平面布置示意图

1—电动机；2—高速制动器；3—减速器；4—卷筒；5—安全制动器；6—限位装置；7—应急驱动装置

当一侧钢丝绳断裂时另一侧能支持前大梁，并能使其安全就位。钢丝绳安全系数应满足规范要求。

5.3.4　卸料系统

卸料系统由料斗、物料回收装置、分料装置、侧挡风壁、后挡风门、破拱装置、斗门、给料机等组成(见图5-31)。

料斗的有效容积至少应大于4倍抓斗的容量，料斗上方开口尺寸应满足抓斗开启时不撒料和吊运清舱机的要求。

料斗上方入口设金属隔栅，隔栅强度能够承受抓斗卸料的冲击强度，并尽可能过滤掉大块物料，使其不进入料斗内部和下游输送系统。

料斗内壁表面应设有可更换的耐磨衬板，用沉头螺钉或焊接固定在料斗内壁上，单件重量可人力搬动。料斗的斗形应是不对称结构，斗壁与水平面夹角满足物料流动性能，并应设置破拱装置。料斗的结构还应考虑环保要求，料斗上方入口和下方出口均应装设除尘降尘装置。

料斗应装设重量传感器并与开闭机构及给料机联锁。当料斗内物料达到额定量的80%时，司机室内发出报警信号；达到额定量的100%时，位于料斗上方与之联锁的抓斗无法打开；达到额定量的20%时，料斗下方的给料机停止工作。考虑到有时需要放完料斗中的物料，电气上还需设置旁路功能，可以解除上述联锁。

料斗上方三侧应设挡风板，靠近陆侧的挡风板可开启，便于清舱机通过。其开启机构应与小车牵引机构等相关机构联锁。

水侧应设落料回收装置，以防止在卸料过程中物料撒落到水中或码头面上。落料回收装置应有安全保护装置并与抓斗开闭机构联锁，当达到100%载荷时报警，达到120%载荷时停止作业。

料斗下出口的大小应能满足最大生产率要求，并可通过闸门方便地调整。

料斗下出口设给料机。给料机可通过交流变频调速以调整和控制生产能力，在副司机室也可进行流量调节，范围为45%～100%(在显示屏上显示)。在机侧操作方式中，料斗内不论物料多少都可以启动。给料机停止工作时，应有效防止物料自流。

给料机溜槽与码头带式输送机的转载处设有调节板，保证物料落在码头带式输送机的中间位置，不致跑偏。

因散货码头上的皮带输送机有多种布置形式，抓斗卸船机上卸料系统的给料方式也相应采用多种不同的方案。下面介绍几种典型的给料布置形式。

1. 两条码头带式输送机靠近水侧轨道布置，"振动给料机＋分叉料斗"给料形式

该方案布置如图5-32所示，这是目前最常见的码头带式输送机布置形式。由料斗出口处的振动给料机3将物料均匀送至接料斗2，

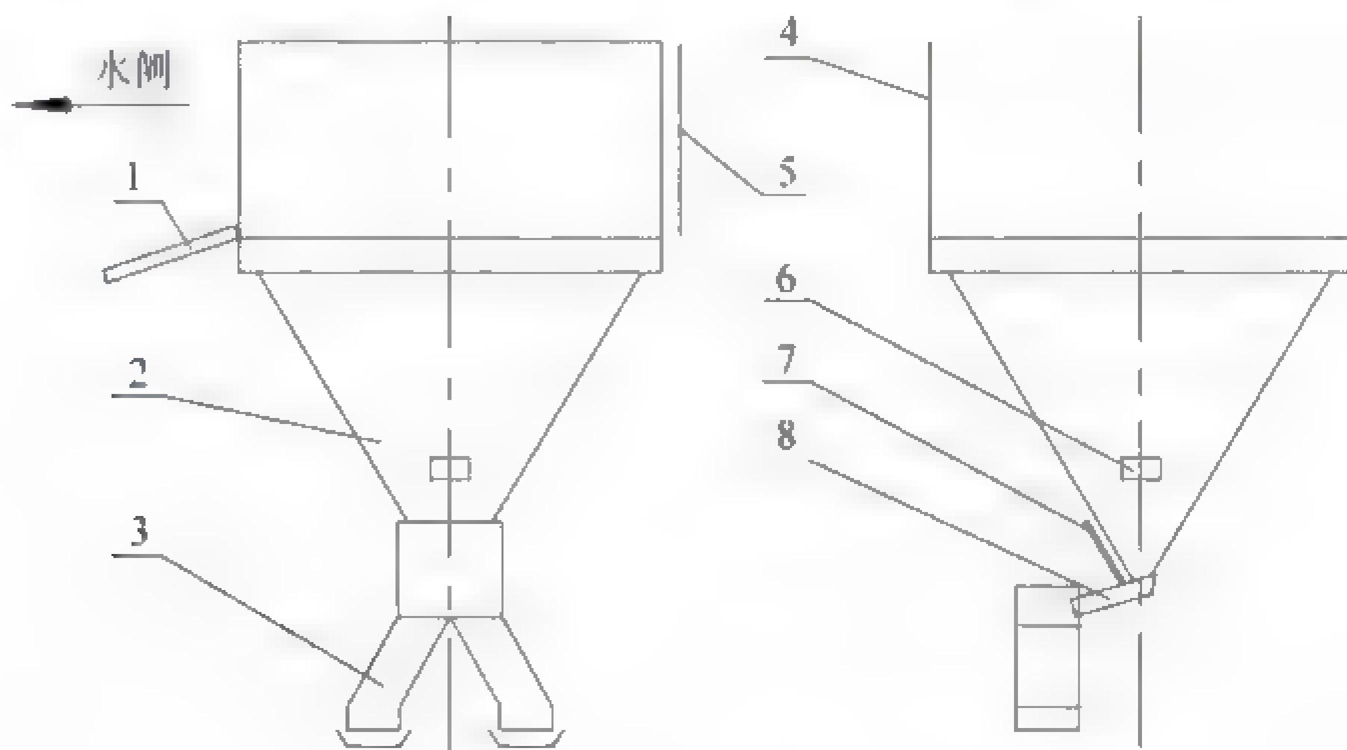


图5-31　卸料系统示意图

1—物料回收装置；2—料斗；3—分料装置；4—侧挡风壁；5—后挡风门；6—破拱装置；7—斗门；8—给料机

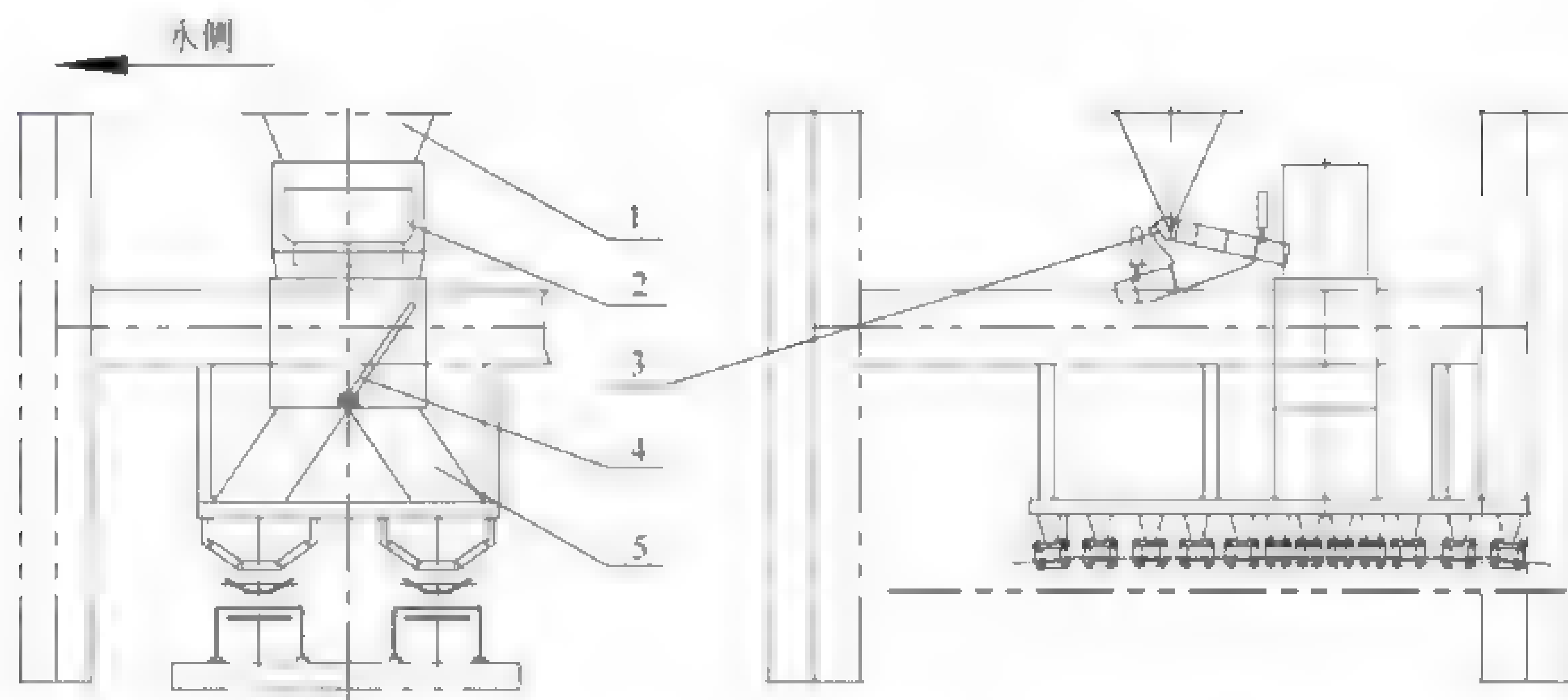


图 5-32　两条码头带式输送机靠近水侧轨道布置,“振动给料机+分叉料斗”给料形式

1—料斗;2—接料斗;3—振动给料机;4—翻板装置;5—斜溜筒

接料斗内设有电动翻板机构 4,可切换两个位置,物料可以分别经由两个斜溜筒 5,给码头上的两条带式输送机送料。该方案的优点是结构简单、紧凑,经济性好,使用可靠,应用较广泛;缺点是在冬季寒冷的北方,接料斗内的物料容易与翻板冻结为一体,导致翻板机构不能动作,无法选择码头带式输送机给料,而且冻结后的物料清理起来也相当困难,影响卸船机的正常作业。

该布置形式的衍生形式为用慢速给料带式输送机代替振动给料机给料。特别是当码头带式输送机中心线距离料斗中心线稍远时,因振动给料机为标准产品,长度尺寸受限制,而带式输送机的长度可以根据需要设计,这时采用带式输送机给料的形式就有明显的优势。

2. 两条码头带式输送机靠近水侧轨道布置,“振动给料机+移动料斗”给料形式

该方案布置如图 5-33 所示,其与图 5-32 的主要区别为:取消了接料斗内的电动翻板机构,通过齿轮齿条或液压缸驱动,可以变换移动料斗的位置,移动料斗的两个出口位置分别对应两个斜溜筒,可以分别给码头上的两条带式输送机送料。至于齿轮齿条和液压缸两种驱动方式之间的选择,齿轮齿条驱动的零部件较多,故障率也就相应偏高;而液压缸驱动的一次性制造成本相应较高,但因在整个卸船机上,齿轮齿条或液压缸的制作成本只占极小的比例,且液压缸驱动的故障率较低,因此,选用液压缸驱动可能更能代表今后的发展方向。目前,该布置形式已经在我国和国外多个卸船机项目上应用,反映良好。

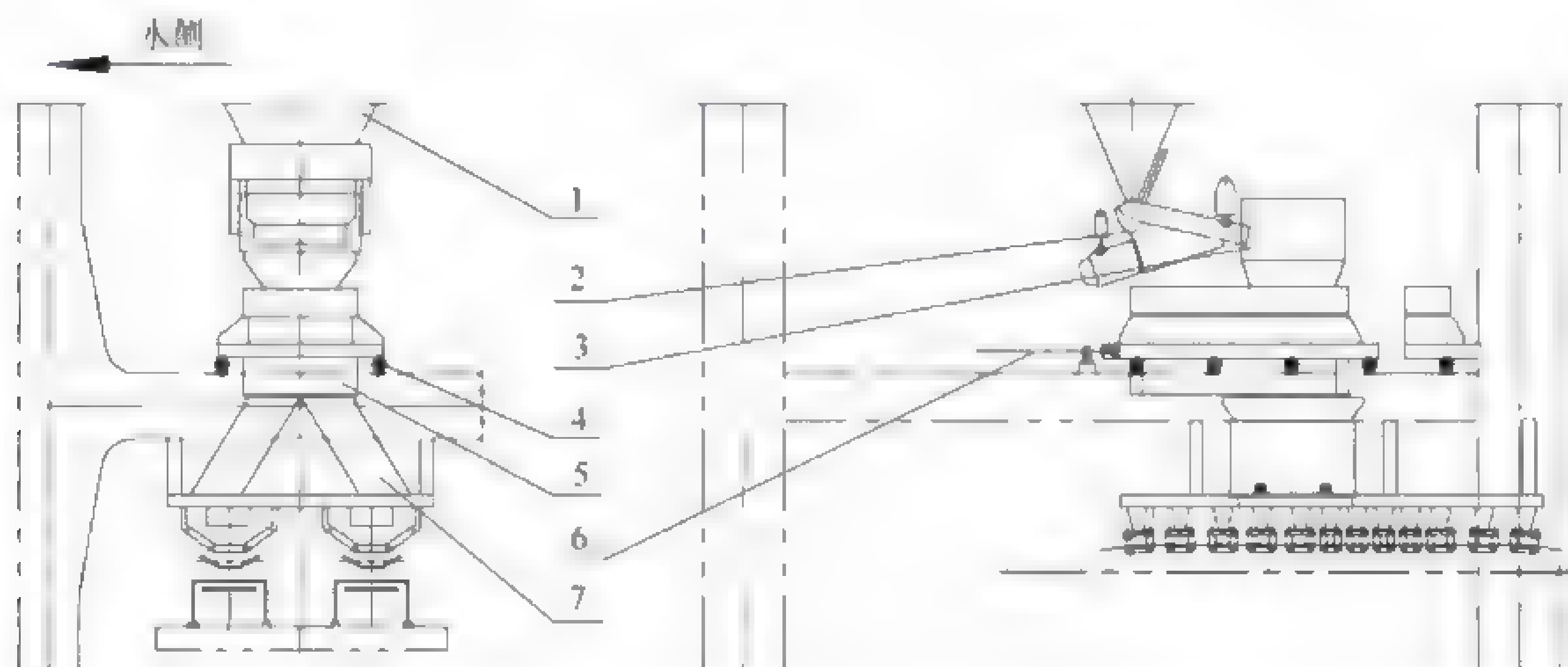


图 5-33　两条码头带式输送机靠近水侧轨道布置,“振动给料机+移动料斗”给料形式

1—料斗;2—振动给料机;3—接料斗;4—滚轮和轨道;5—移动料斗;6—液压缸或齿轮齿条;7—斜溜筒

3．两条码头带式输送机靠近陆侧轨道布置，两条接卸料带式输送机转接给料形式

该方案布置如图5-34所示，采用这种码头带式输送机布置方式的多为一些老码头，个别新码头也有采用。利用供料带式输送机3将物料送至卸料带式输送机4上，再经由分叉料斗2中的两个斜溜筒，可以分别给码头上的两条带式输送机送料。采用两条带式输送机转接的方式，必须考虑在料斗和码头带式输送机廊道之间留出更换、维修抓斗和吊运清舱机械的空间。并且，码头带式输送机正好位于机械房的下方，致使机械房内的维修行车不能直接到达码头面，也需要利用该空间进行转接。在该布置形式中，因受带式输送机倾斜角度的限制，将使整个设备的高度明显增加。也有取消供料带式输送机，由料斗出口处的振动给料机经斜溜筒将物料送至卸料带式输送机上的形式。这时，因为卸料带式输送机的尾部靠近料斗出口处，与码头带式输送机呈不垂直布置，可能会影响更换、维修抓斗和吊运清舱机械所需留出的空间，需在设计时充分考虑。但采用这个形式，整个设备的高度也可有效降低，重量有效减轻。

4．两条码头带式输送机布置在陆侧轨道外侧，伸缩带式输送机给料形式

该方案布置如图5-35所示，当码头带式输送机距码头面较高时，门框下面的净空高度已经可以保证，在卸料带式输送机头部增加了伸缩机构，通过带式输送机头部滚筒的伸缩，可以分别给码头上的两条带式输送机送料。头部托辊架通过轨道、滚轮支承在带式输送机架上。伸缩机构固定在带式输送机架上。当头部托辊架缩回去时，头部托辊架上的滚筒和托辊随着缩回，托辊缩至悬挂托辊的下方，滚筒缩至第一条码头带式输送机的落料口部位。采用带式输送机伸缩的形式给料，可以有效降低卸料带式输送机的布置高度，从而有效降低

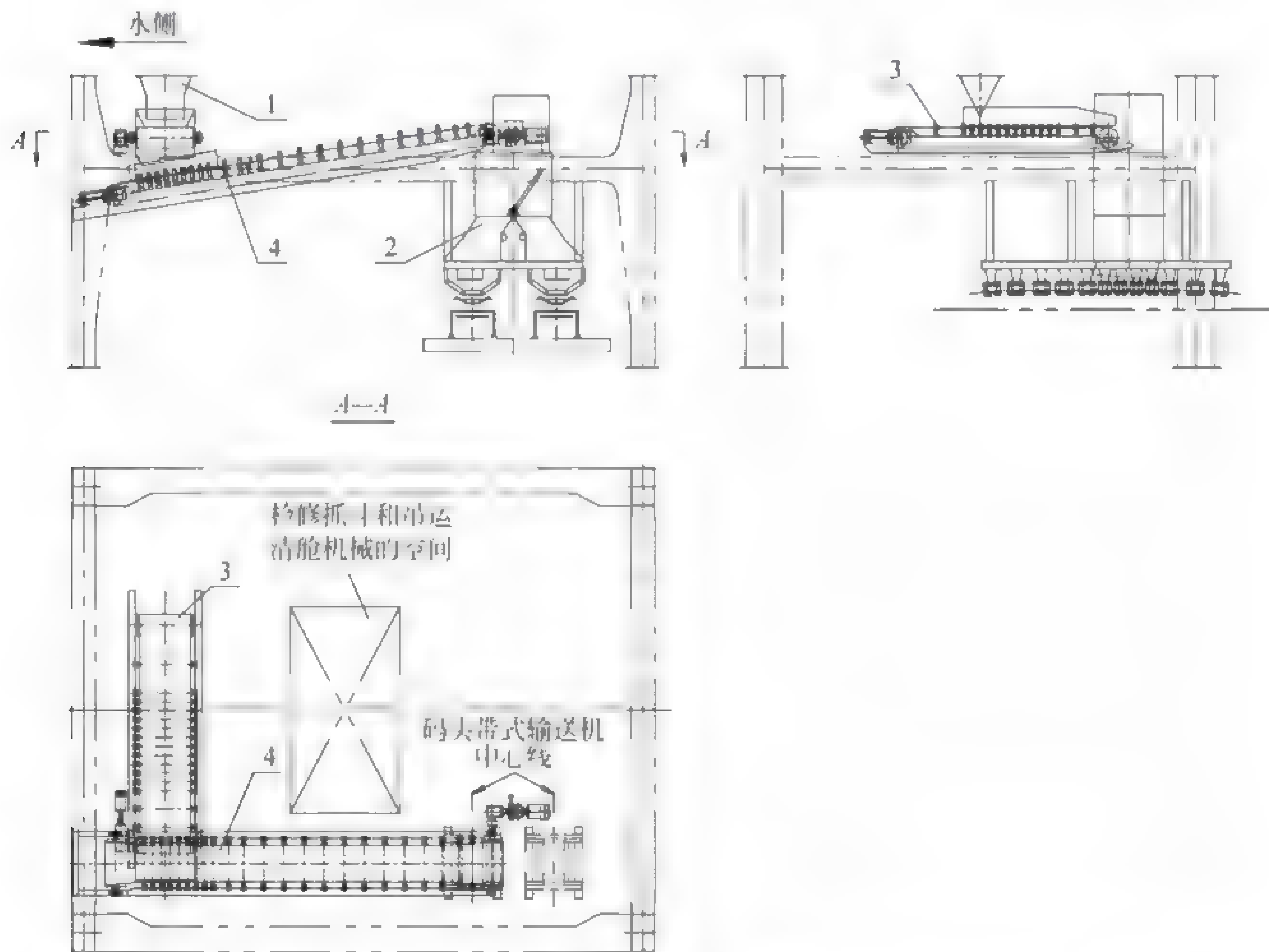


图5-34　两条码头带式输送机靠近陆侧轨道布置，两条接卸料带式输送机转接给料形式

1—料斗；2—分叉料斗；3—供料带式输送机；4—卸料带式输送机

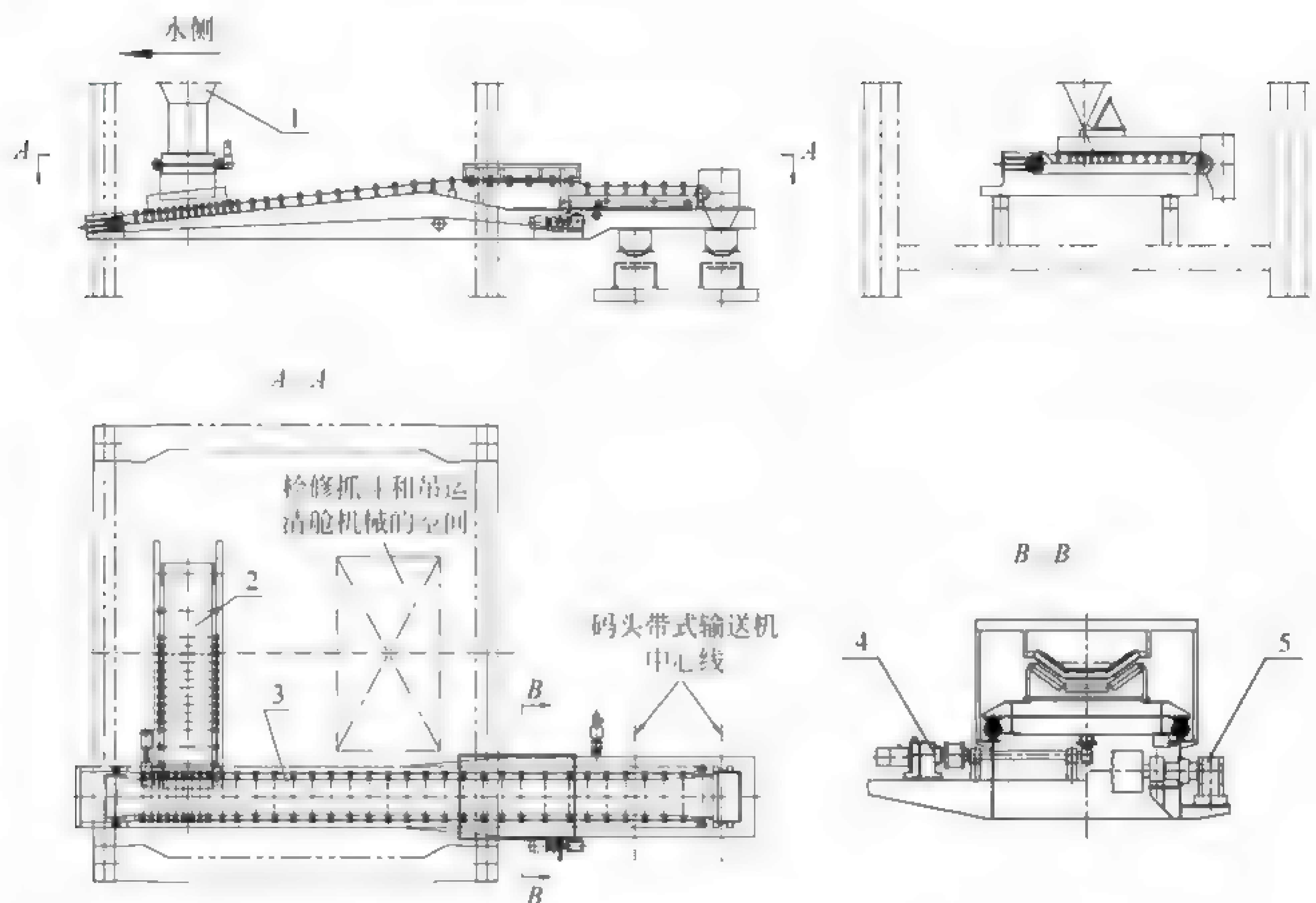


图 5-35　两条码头带式输送机布置在陆侧轨道外侧，伸缩带式输送机给料形式

1—料斗；2—供料带式输送机；3—卸料带式输送机；4—卸料带式输送机伸缩驱动机构；5—卸料带式输送机滚筒驱动机构

整个设备的高度，减轻设备重量。该方案成熟、可靠，已经广为采用。

5. 三条码头带式输送机靠近水侧轨道布置，“振动给料机＋移动小车＋卸料带式输送机/溜筒”给料形式

该方案布置如图 5-36 所示，当码头上布置有三条带式输送机时，给料形式就比较复杂。该方案采用了“振动给料机＋接料斗＋移动小车＋卸料带式输送机/溜筒”的形式，接料斗、卸料带式输送机、溜筒和缓冲托辊组可随移动小车一起平移。如图 5-36 所示，物料经振动给料机进入接料斗，通过移动小车切换三个位置，可以分别给码头上的三条带式输送机送料：①通过移动小车上的 1＃卸料带式输送机，进入 1＃码头带式输送机落料口；②通过移动小车上的 2＃溜筒，进入 2＃码头带式输送机落料口；③通过移动小车上的 3＃卸料带式输送机，进入 3＃码头带式输送机落料口。该布置形式的优点是对整机的高度影响较小，缺点是转接点较多，故障率偏高，建议用于接卸较小船型的卸船机。在设计时，平移驱动机构的功率要充分考虑自重、物料重量、码头带式输送机张力产生的阻力等的影响，还应考虑移动小车的供电、供水、定位、锚定等问题。

6. 三条码头带式输送机靠近水侧轨道布置，“振动给料机＋移动小车＋三个溜筒”给料形式

该方案布置如图 5-37 所示，其与图 5-36 的主要区别为：将移动小车的两条卸料带式输送机改为两条斜溜筒。物料经振动给料机进入接料斗，利用移动小车切换三个位置时，物料通过移动小车上的喂料口，经相应的溜筒，进入相应的落料口，从而分别给码头上的三条带式输送机送料。该方案的优点是移动小车定位后，物料没有转接，输送顺畅，故障率低。缺点是受物料堆积角的限制，溜筒的倾斜角度较大，将使整个设备的高度明显增加，因而更适用于接卸较大船型的卸船机。同时，因溜筒较长，维修、更换衬板也比较困难。实际应用中，有将溜筒做成整体的，没有活动接口，接料

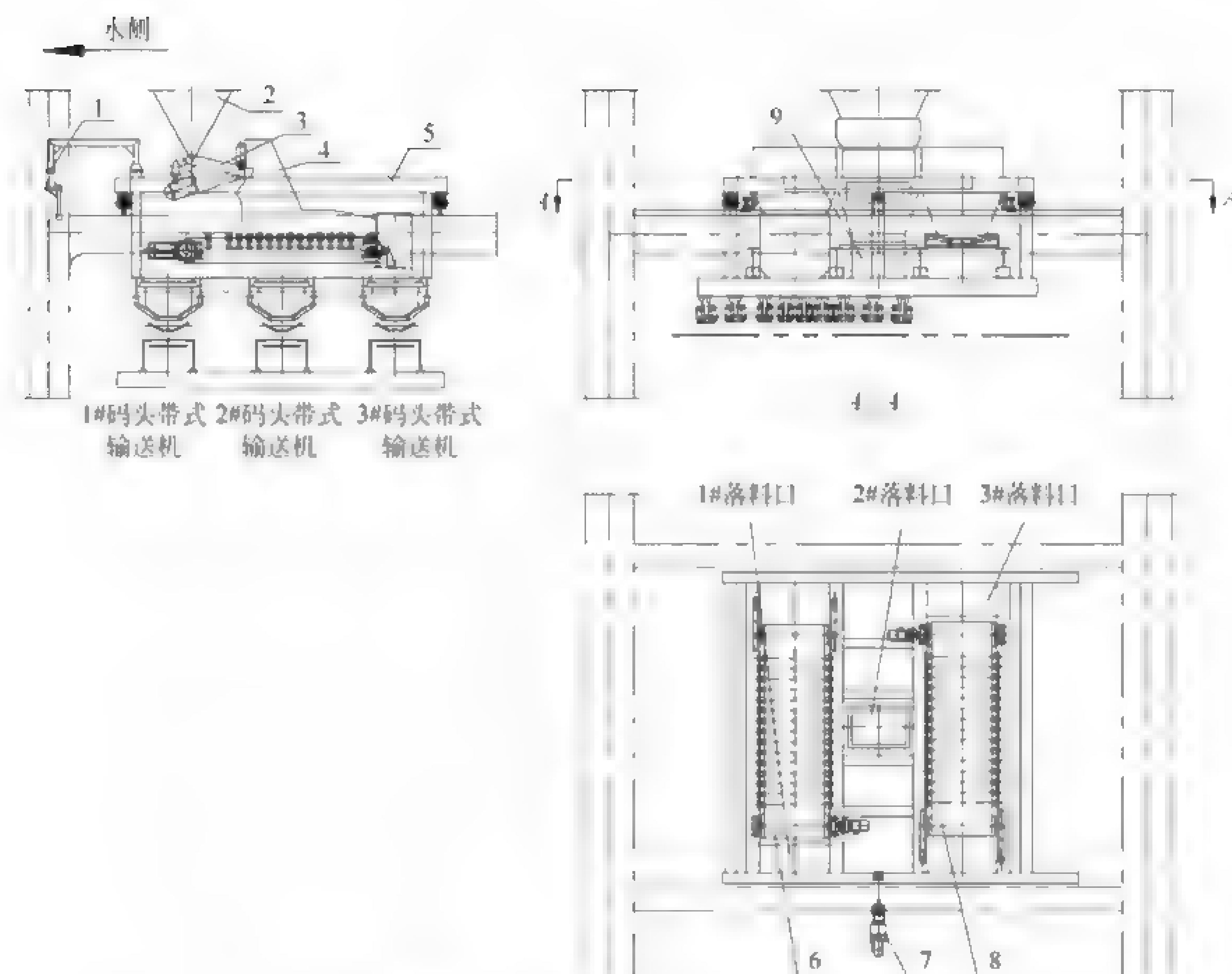


图 5-36 三条码头带式输送机靠近水侧轨道布置,"振动给料机+移动小车+卸料带式输送机/溜筒"给料形式

1—拖令装置;2—料斗;3—振动给料机;4—接料斗;5—移动小车;6—1#卸料带式输送机;7—移动小车驱动机构;8—3#卸料带式输送机;9—2#溜筒

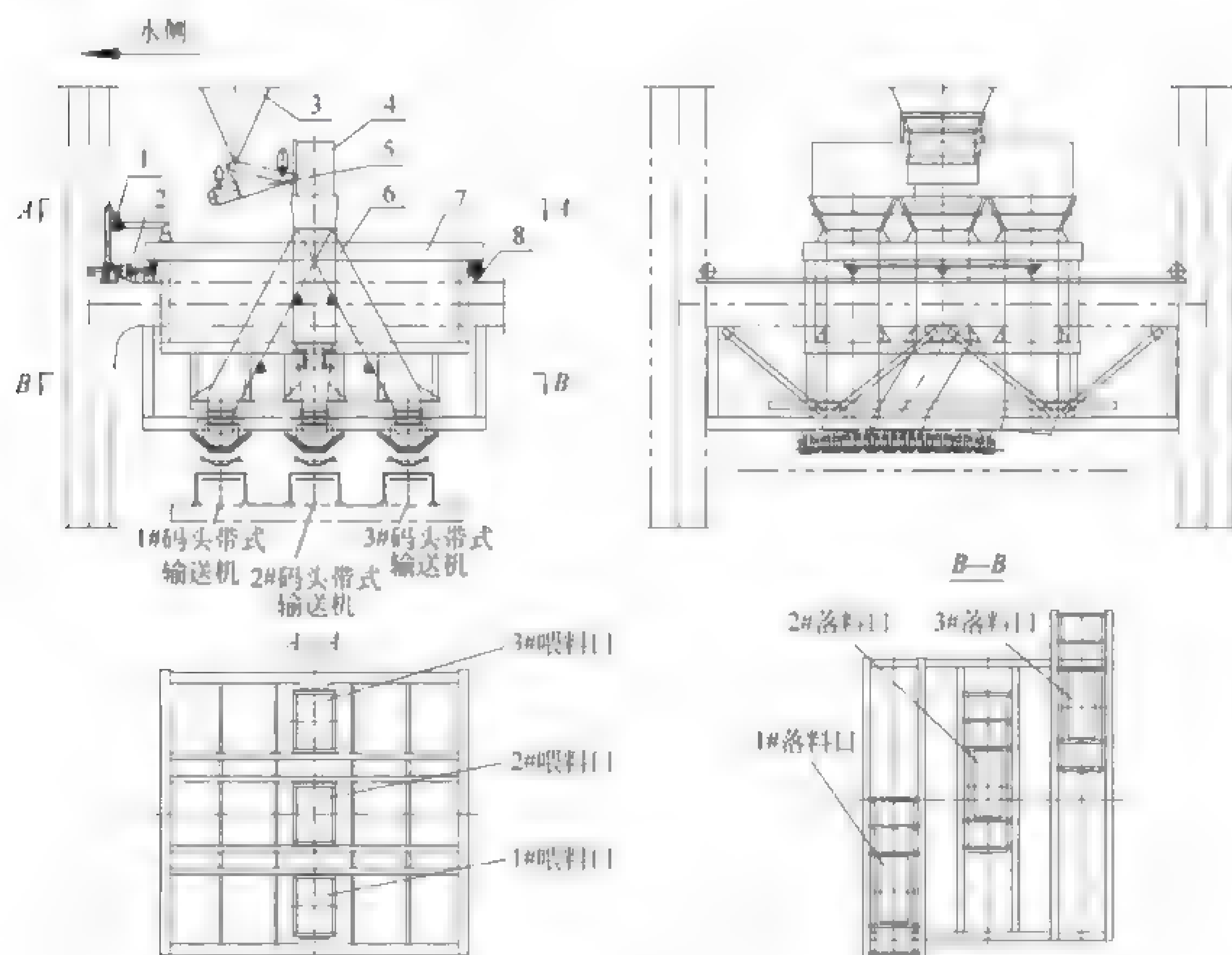


图 5-37 三条码头带式输送机靠近水侧轨道布置,"振动给料机+移动小车+三个溜筒"给料形式

1—拖令装置;2—移动小车驱动机构;3—料斗;4—接料斗;5—振动给料机;6—溜筒;7—移动小车;8—轨道和车轮

斗、溜筒和缓冲托辊组可随移动小车一起平移，物料流动顺畅，但平移驱动机构的功率要充分考虑自重、物料重量、码头带式输送机张力产生的阻力等的影响。也有将溜筒做成分段的，有三个活动接口，溜筒的上半段可随移动小车一起平移，下半段和缓冲托辊组固定在门架上。分段溜筒内的衬板更换相对方便，平移驱动机构的功率也不必考虑码头带式输送机张力产生的阻力的影响，但物料转接处的粉尘不易控制。

7. 三条码头带式输送机布置，"振动给料机＋接料斗＋回转带式输送机"给料形式

该方案布置如图 5-38 所示，采用回转带式输送机给料的布置形式。物料经振动给料机 3 进入接料斗 4，通过回转卸料带式输送机 5 切换三个位置，可以分别给码头上的三条带式输送机送料。该方案的优点是适用于三条码头带式输送机在轨距内任意布置的情况，可以靠近水侧或中间或陆侧，减少了更换长溜筒内衬板的工作量，回转卸料带式输送机上的托辊维修方便，整体高度低于三溜筒的布置形式约 2m，可有效降低整个设备的高度。缺点是增加了回转驱动装置、回转支承、弧形轨道、供电装置、除尘装置等，结构比较复杂，维护保养的成本较高，因而更适用于码头带式输送机靠近陆侧轨道布置的情况。

8. 料斗双出口布置，伸缩带式输送机给料形式

该方案布置如图 5-39 所示，对于生产率较大并采用剪式抓斗的卸船机，因剪式抓斗打开后的外形尺寸明显大于普通的长撑杆抓斗，料斗上部斗口的尺寸必须满足剪式抓斗打开卸料时不撒料，同时也要满足料斗的斗壁有足够的倾角，以满足物料的流动性。若底部采用常规的单个出料口，料斗的高度将明显增加，轨上

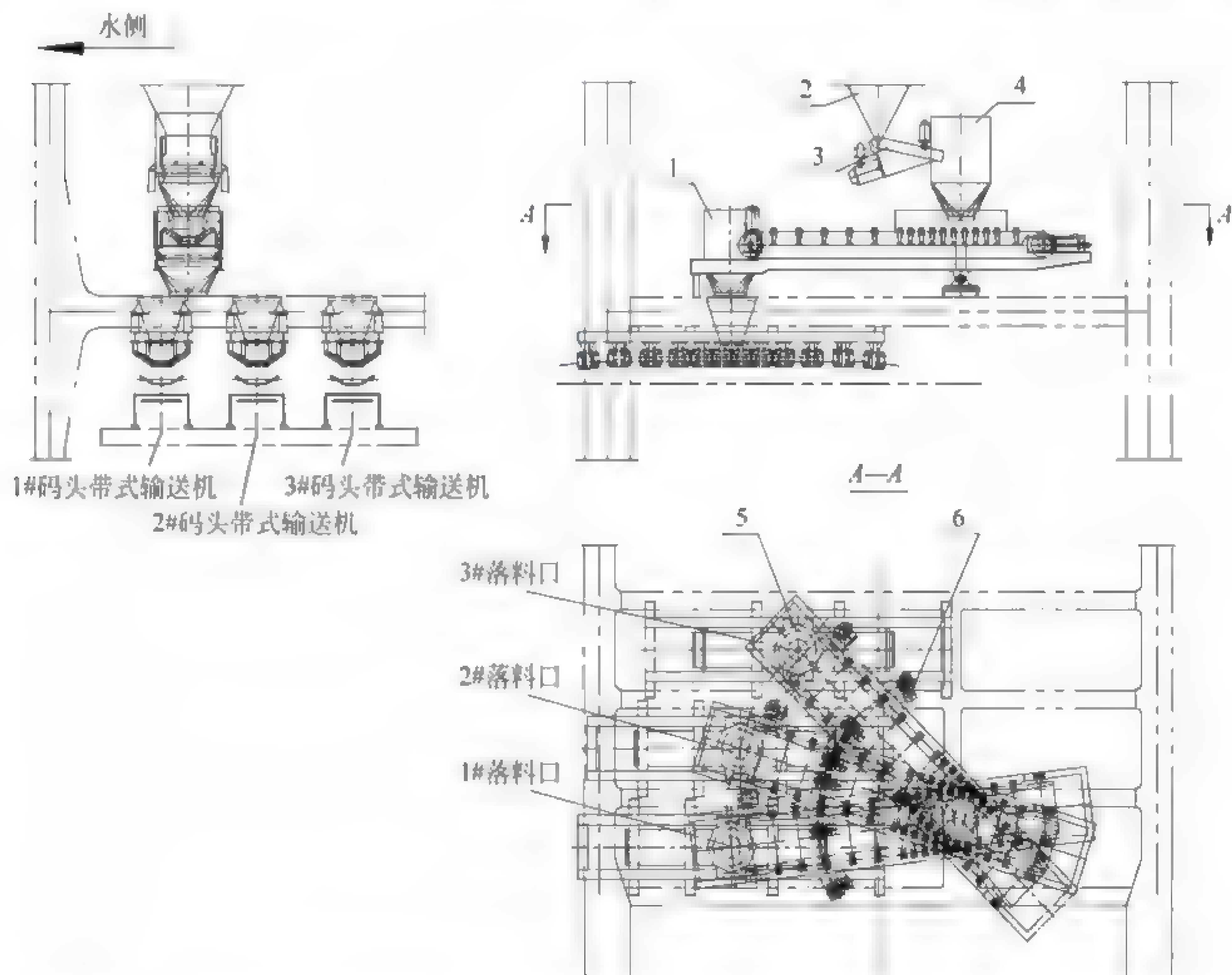


图 5-38 三条码头带式输送机布置，"振动给料机＋接料斗＋回转带式输送机"给料形式
1,4—接料斗；2—料斗；3—振动给料机；5—回转卸料带式输送机；6—回转卸料带式输送机驱动机构

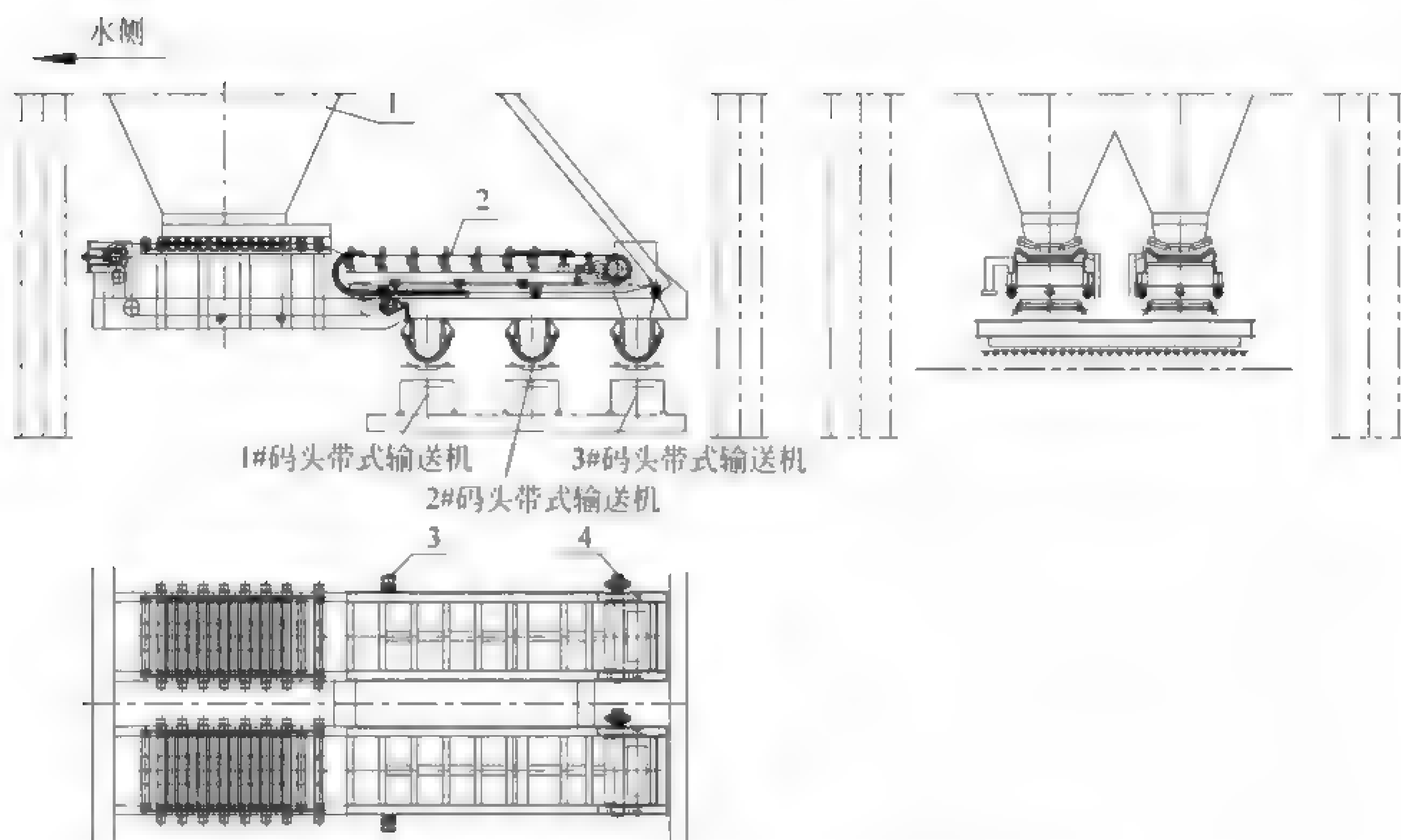


图 5-39 料斗双出口布置，伸缩带式输送机给料形式
1—料斗；2—皮带给料机；3—皮带给料机伸缩驱动装置；4—皮带给料机滚筒驱动装置

起升高度和整个设备的高度也将随之增加，设备重量、轮压等也都随之增加。故该方案适于采用双出料口，在保证料斗上部斗口尺寸和斗壁倾角的前提下，可大大降低料斗的高度、轨上起升高度、整机高度、整机重量、轮压、制造成本等也都随之降低。

9. 料斗双出口布置，双振动给料机给料形式

该方案布置如图 5-40 所示，其与图 5-39 的主要区别为：用两个振动给料机替换两条给

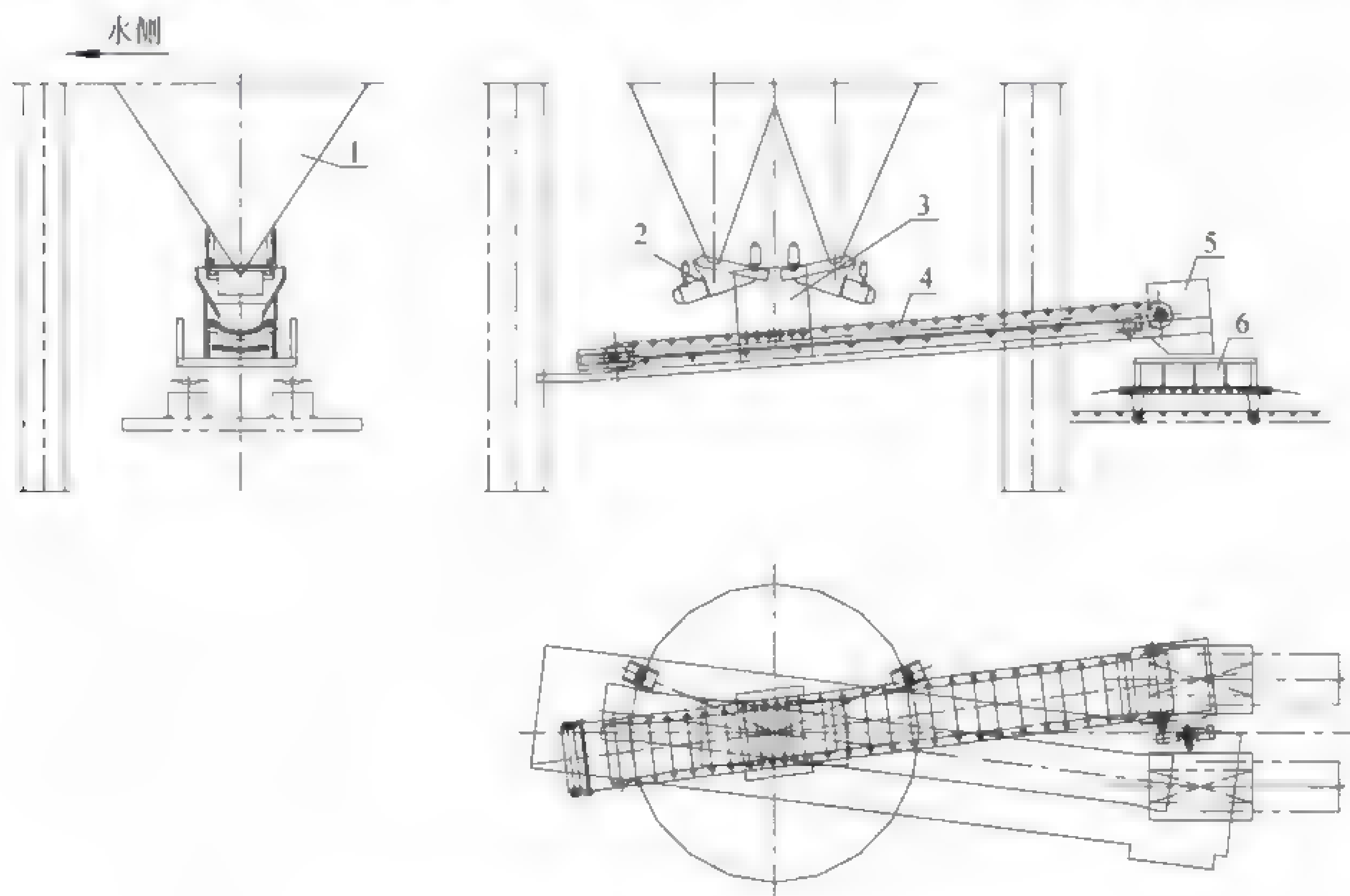


图 5-40 料斗双出口布置，双振动给料机给料形式
1—料斗；2—振动给料机；3—接料斗；4—回转卸料带式输送机；5—头部料斗；6—受料缓冲小车

料带式输送机。物料经振动给料机进入接料斗，通过旋转带式输送机、头部料斗和受料缓冲小车，给码头上的两条或多条带式输送机供料，也可取消回转带式输送机，通过分叉料斗或"移动小车+斜溜筒"方式等给码头上的两条或多条带式输送机供料。该方案的优点是采用标准的振动给料机产品，安装简单，性能可靠。

上述几种典型的给料形式，在卸船机上均有应用。振动给料机的优点是安装简单，性能可靠；缺点是当物料的黏度偏大时，出料不够顺畅，生产率会明显降低。因此，振动给料机适用于主要接卸普通物料、兼顾特殊物料的码头。给料带式输送机适用于主要接卸黏度偏大的物料，解决物料因黏度较大而流动性较差的问题，而且在某些条件下，给料带式输送机的布置形式确实优于振动给料机。但其缺点是皮带和托辊直接受料，影响皮带和托辊的寿命，维护保养的工作量较大，而且还必须在带式输送机长度上留有足够的裕量，便于维护、更换皮带。还有采用刮板给料机给料的，主要针对黏度特别大的物料，可有效解决物料因黏度特别大而流动性极差的问题；其缺点是刮板给料机的价格昂贵，使用和维护的成本偏高。

总之，在选择卸船机的给料形式时，需要统筹考虑机型、船型、物料特性、码头带式输送机布置、气候条件等多种因素，还要兼顾用户的喜好，综合确定最佳方案。

5.3.5 抓斗

抓斗是抓斗卸船机上的一种取物装置。目前抓斗卸船机常采用长撑杆双颚板抓斗和剪式抓斗两种。

1. 长撑杆双颚板抓斗(见图 5-41)

长撑杆双颚板抓斗是抓斗的基本形式，由颚板、上承梁、下承梁、撑杆和闭合滑轮组组成。闭合滑轮组的上、下滑轮分别安装在上、下承梁上。

长撑杆抓斗对各类散料具有良好的适应性，闭合严密，抓取比系数为 1.4～1.8，因而获得广泛应用。刃口材料采用高耐磨钢，抓斗开闭滑轮直径与开闭钢丝绳直径之比应不小于 22。颚板回转轴采用高耐磨免维护轴承。斗体应消除残余应力，保证尺寸精度。抓斗上设四只吊耳，供起吊清舱机之用。

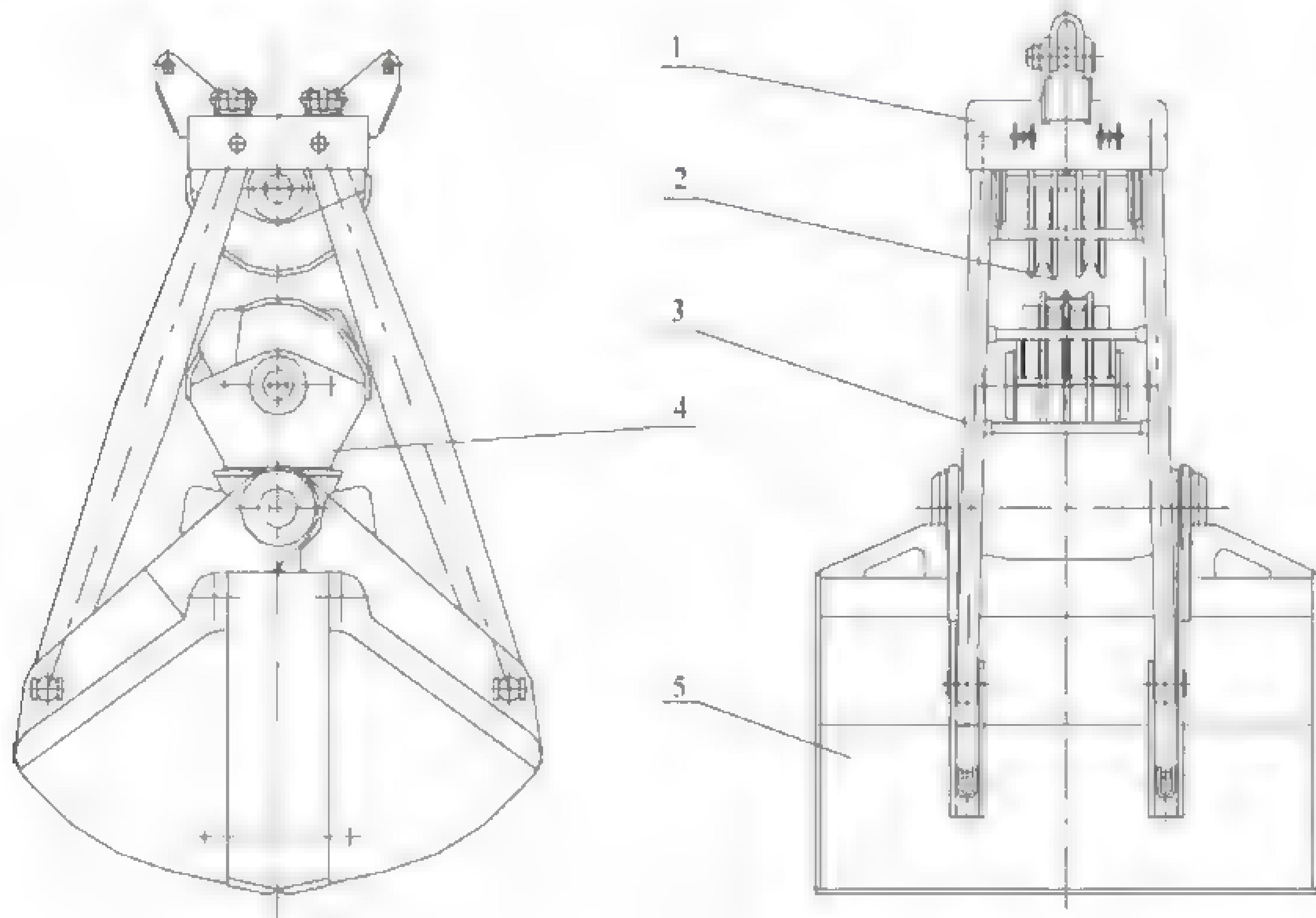


图 5-41 长撑杆双颚板抓斗
1—上承梁；2—闭合滑轮组；3—撑杆；4—下承梁；5—颚板

但其颚板在抓料闭合过程中，闭合力矩渐趋减小，这与抓斗作业的要求相矛盾。因而在抓取大块度散料时，填充率明显不足。

2. 剪式抓斗(见图5-42)

剪式抓斗是按剪刀原理设计的叉铰结构，由平衡梁、剪臂、颚板、中心铰轴、闭合滑轮组和承重链条等组成。

剪式抓斗的抓取能力大，特别适用于大容重的矿石类散料。由于选用了较小的闭合滑轮组倍率，故开闭绳行程短，缩短了抓斗的闭合时间，提高了作业效率。剪式抓斗在最大开度下的覆盖面积大，具有耙集性能，且抓取深度均匀。剪式抓斗在悬空状态下开闭时，其刃口几乎在一个水平面上移动，可以贴近料斗上表面开闭斗，减少开斗卸料时的粉尘飞扬。

剪式抓斗的最大特点是在抓料闭合过程中挖掘力矩逐渐增大，保证抓斗有较高的填充率。但由于其初始抓取能力较低，不利于抓取较大块度的散料。

3. 剪式抓斗的优点和局限性

(1) 结构简单。剪式抓斗的滑轮组全部位于下部结构，省去了上部滑轮组。

(2) 维护方便。剪式抓斗打开后，所有部件可以接近地面，润滑、维护方便，避免了维护长撑杆抓斗所需的较高平台。

(3) 抓取比较大。目前采用较好材质生产的剪式抓斗，其抓取比可以达到3，比目前国内普遍使用的1.4～1.8大了很多。这在节省能源、提高效率、减轻主机的结构重量、减小驱动机构的功率、减小电控系统的配置等方面，优势明显。

(4) 打开更加顺利。剪式抓斗的打开是靠颚板及下部结构的自重实现的，剪式抓斗的重量集中在下部，产生了更大的打开力。

(5) 打开和闭合状态下钢丝绳的绳索变化量小。相比长撑杆抓斗，剪式抓斗钢丝绳伸长量大大减小。比如50t起重量的抓斗，长撑杆抓斗钢丝绳的伸长量约14m，而剪式抓斗约9.5m。在闭合速度相同的情况下，这意味着抓斗打开和闭合时间的缩短，进而缩短循环周期，对合理配置卸船机的主参数起到积极作用。另一方面，目前差动式卸船机的前大梁头

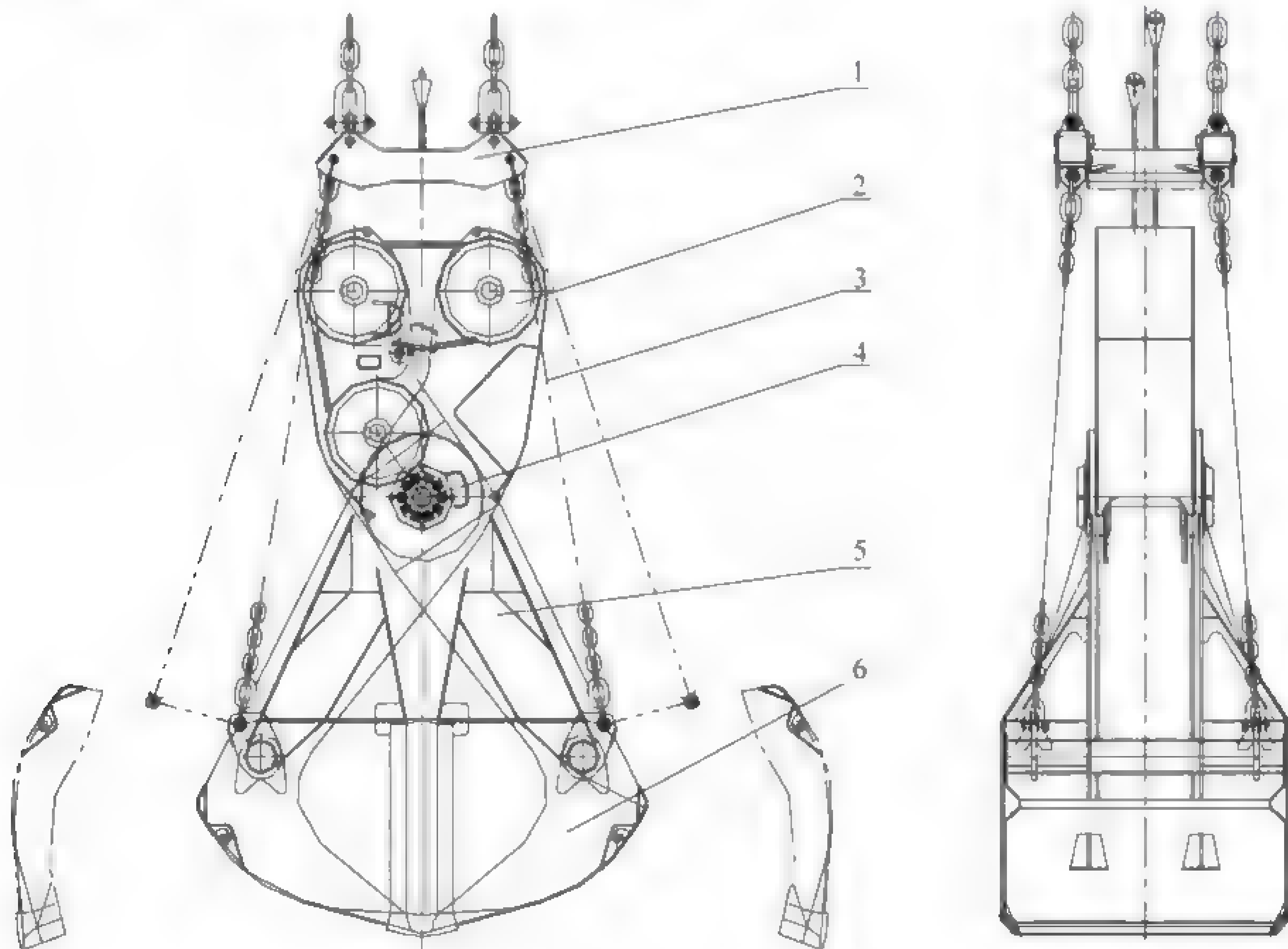


图5-42　剪式抓斗

1—平衡梁；2—闭合滑轮组；3—承重链条；4—中心铰轴；5—剪臂；6—颚板

部安装有大小不同的2个导向滑轮，其中设置宽槽滑轮的目的是为了顺利通过钢丝绳快速接头。剪式抓斗的钢丝绳伸缩量小，在抓斗位于前伸距的最高位置处且闭斗的情况下，钢丝绳快速接头没有到达导向滑轮处，这样宽槽滑轮可以用普通绳槽滑轮代替，对生产制造、日常维护都有很好的意义。

(6) 更适合抓取斜坡物料。抓斗在工作中，不可避免地会遇到抓取斜坡物料的情况。使用长撑杆抓斗时，司机需面对抓斗倾倒的难题，降低了生产效率。剪式抓斗打开后重心较低，针对有较大斜坡的物料时可以轻易抓取而不会发生倾倒。但是，在抓取斜坡物料时抓斗本身会产生一定的歪斜，这样在抓斗闭合的过程中，抓斗内部的钢丝绳会发生运动干涉，造成抓斗内部钢丝绳的磨损。通过比较欧洲用户提供的数据，剪式抓斗内钢丝绳寿命约为长撑杆抓斗内钢丝绳使用寿命的2/3。

(7) 对抓取舱底的物料显示出很好的适应能力，从而大大减少清舱机的工作，提高了生产效率。

(8) 打开后的尺寸大、重心低，在甩斗作业时更稳定，取料效果更好。散货船舱的结构有舱口小的特点，对舱板下的物料，抓斗抓取比较困难，在生产作业中主要靠清舱机的推移。为提高生产效率，司机常采用甩斗功能，其目的是能更多地抓取舱盖下的物料。

(9) 电控系统简单。长撑杆抓斗的上部和下部以刚性的撑杆铰接连接，在起升绳高度位置不变的情况下，抓斗打开和闭合会造成抓斗斗体位置的变化。简单地说，在抓斗打开时斗体位置靠下，在闭合后斗体位置会上升。这个特点在实际生产中产生的后果是，若起升绳位置不变，因斗体上升而使抓斗只能抓取少量的物料。为解决此问题，利用电控系统开发了深挖功能，即在抓斗闭合的同时，抓斗下降，下降量的多少靠司机选取电控程序预先设置好的不同挡位来控制。这样带来的问题是，熟练的司机根据经验可以较好地控制每次抓取量，基本保证抓斗满载而不过载，但对于不熟练的司机，抓不满和过载的情况会经常发生。而剪式抓斗均为柔性连接，抓斗的颚板在闭合过程中可以很好地切入到物料中，保证了抓满率。对电控系统，可以省去深挖功能。

(10) 成本高。虽然剪式抓斗具有很多优点，但是，目前生产剪式抓斗的厂家并不多，基本都在欧洲，以德国SMAG、荷兰NEMAG为主，其价格偏高。同时，国内的备件、维护等方面有一定困难。

5.4 主要技术参数

5.4.1 工作级别

港口、码头用的桥式抓斗卸船机的工作级别包括卸船机整机的工作级别、机构的工作级别和结构的工作级别。

1. 卸船机整机寿命

卸船机整机寿命一般为20年(或30年)。

2. 卸船机工作级别(GB/T 3811—2008)

(1) 使用等级：U_8(总的工作循环次数约为4×10^6)；

(2) 载荷状态级别：Q4；

(3) 工作级别：A8。

3. 机构工作级别(GB/T 3811—2008)

卸船机机构工作级别的划分见表5-4。

表5-4 桥式抓斗卸船机机构工作级别

机构名称	起升开闭	小车运行	大车运行	前大梁俯仰	司机室
使用等级	T_8	T_8	T_5	T_4	T_4
载荷状态级别	L4	L4	L3	L3	L3
工作级别	M8	M8	M6	M5	M5

4. 结构工作级别

桥式抓斗卸船机结构的工作级别，按照结构的使用等级($B_0\sim B_{10}$)和结构的应力状态级别(S1～S4)两个因素确定。

桥式抓斗卸船机结构的使用等级为B_8、B_9，应力状态级别为S4，工作级别为E8。

5. 卸船机的整体稳定性

卸船机的整体稳定性应符合GB/T 3811

2008的有关规定。应无系固装置而满足工作稳定性要求。

5.4.2 生产率

生产率包括额定生产率、平均生产率和最大生产率。

1. 额定生产率

额定生产率也称自由抓取能力，是卸船机设计选型的基本参数。从通常的定义上讲，额定生产率是指在单位时间内规定船型和规定物料特性的条件下，由技术熟练的司机操作，抓斗在中等潮汐、中等舱位抓取物料运至料斗内的卸船能力。抓斗的运行速度、加减速度和运行路径决定了每次抓料循环的时间，将每次有效抓取物料的质量作为有效起重量，从而可从理论上得到每小时的卸船能力。在此条件下，选取有效载荷、运行速度和加减速度，作为各驱动机构功率、金属结构强度计算的设计输入数据，从而最终决定卸船机的其他各项主要设计参数。同时，额定生产率也是码头物流输送工艺系统设计的基本参数，是选择带式输送机及其他设备的关键设计依据。

额定生产率可按前述的工况计算并结合实际作业经验获得，考虑的因素包括作业船型、物料特性、抓斗的抓取比、码头标高和水面标高的关系等，作为选择卸船机设计参数时的参考。显然，这些参数将最终决定卸船机的自重。如抓取比较小时，抓取相同有效质量情况下抓斗的自重将变大，从而使得总起重量增加，这将引起电动机及电控系统功率增加，满足动刚度和静刚度条件下卸船机的钢结构自重增加，满足设计规范条件下的钢丝绳直径增加进而导致滑轮直径变大、卸船机轮压增大，或者为了避免轮压增大而增加车轮数量，同样会引起卸船机成本的上升和卸船机宽度的变大。因此，抓取比的合理选择，将从多个方面影响到额定生产率、设备制造成本，乃至码头建造成本、运营效率。

另一方面，影响循环时间的直接因素包括抓斗的满载起升速度、空斗下降速度、小车满载运行速度、小车空载运行速度以及和各速度相对应的加减速度。这些速度和加减速度为设备自身性能所决定，与电动机的功率选择、金属结构设计强度等关联。除此基本关联因素外，循环时间还与司机的熟练程度、抓取点的合理选取、起升和小车联合操作、运行路径的选择等人为因素相关。在自动化程度越来越高的发展过程中，司机熟练程度、运行路径的因素对循环时间的影响在不断减小，但抓取点的设置和宽视野度的作业工艺对于循环时间的影响显得越来越突出。

第三方面，设计时，循环时间可以取值较大，是充分考虑了现场操作中的因素，更接近于实际使用时间。在非常熟练司机的操作下，无论是手动操作还是半自动操作模式，都可以有较大的缩短循环时间的空间，生产能力有较大提升潜力。

桥式抓斗卸船机的额定生产率一般宜优先采用表5-5中给定的数值。

表5-5　额定生产率优选系列

额定生产率/(t/h)	500,600,800,1000,1250,1500,1800,2000,2250,2500,2750,3000,3500,4000,4500,5000

注：额定生产率超出上述范围时，可由供需双方另行约定。

额定生产率的考核标准为：

(1) 实测有效载荷应满足设计输入要求；

(2) 实测抓斗打开、闭合、上升、下降，小车满载全速运行及各相应加速度，应满足设计输入要求；

(3) 按定义的路径，实测多个循环过程取得有效平均循环时间，应满足设计输入要求。

2. 平均生产率

平均生产率是指由熟练司机操作，在规定船型和规定物料特性的条件下，卸船机所卸物料总重量(单位为t)与扣除非卸船机的系统故障所用的作业时间(含清舱时间，单位为h)的比值。平均生产率是卸船机实际作业能力、可靠性、生产作业管理能力的综合体现，是与生产指标有直接联系的关键性能参数。

平均生产率通常不作考核，仅在卸船完毕

后对作业中出现的各种问题作总结。其中对于可靠性，通常以连续作业8小时，卸船机的故障引起的停机时间不超过半小时为达标；或者卸船机连续工作24小时，卸船机故障引起的停机时间不超过1.5小时为达标。受天气、操作人员熟练程度、作业工艺安排、移舱、工作人员换班、清舱等多方面影响，平均生产率通常为额定生产率的40%～55%；在不清舱的条件下，通过管理方面的科学规划，平均生产率可以达到额定生产率的60%～80%。

3. 最大生产率

最大生产率是指卸船机能够达到的最大生产能力，它由最短循环时间、最大抓取有效载荷决定，而决定条件包括最高潮汐、满舱位、抓斗满载、最佳外伸时抓取物料、司机操作熟练等。在实际生产中，能满足这些条件的作业时间非常短，其作用侧重于校核码头整个生产作业流程系统的最大通过能力。因此，在验收时一般对此能力不作考核，通常按1.1～1.25倍的额定生产率来确定最大生产率。额定生产率小时取大值，额定生产率大时取小值。

4. 作业循环图

桥式抓斗卸船机的作业循环，是以抓斗抓取物料开始，经过抓斗闭合、抓斗起升、小车满斗运行、抓斗开斗、小车空斗运行、抓斗下降的过程，考虑机构转换过程中必要的时间间隔，作为一个完整的作业循环过程。

桥式抓斗卸船机的典型作业循环图见图5-43。

5. 实际生产率测定

测试应符合合同约定的条件。先让抓斗在船舱内的物料上抓取3～5次，取其抓取质量的平均值作为每斗次的抓取质量q(单位为t)，工作循环周期的平均值作为平均周期T(单位为s)，再按下式计算卸船机的实际生产率：

$$Q = 3600\frac{q}{T}$$

式中：Q——卸船机的实际生产率，t/h。

5.4.3 额定起重量

卸船机的额定起重量是指与额定生产率、工作速度和工作行程相匹配的起重量，为抓斗自身质量与斗内物料质量之和。抓斗内抓取的物料重量，是卸船机工作时每次循环作业的实际载荷。规定物料特性及容重，刚好满抓斗的情况下，抓斗所抓取物料的重量为有效载荷。抓斗自重与有效载荷的总重，即为通常规定的额定起重量，是卸船机能力的关键指标。额定起重量越大，对卸船机的金属结构和机电传动件的强度要求越大，也由此造成对码头的承载能力要求越高。在有效载荷不变的情况下，降低额定起重量，是有效降低运营成本、降低码头建造成本、降低码头承载要求的有效措施，也是卸船机发展的方向。

抓斗内满载有效物料载荷与抓斗自身重量的比值，叫抓取比，是抓斗自身的一个特性值。在额定起重量一定的条件下，此比值越高，抓斗自重越小，而抓取的有效物料载荷越大，抓斗的抓取性能就越好。国内矿石、煤炭抓斗的设计和制造技术也在不断进步，在20世纪末，抓斗的抓取比为1.2～1.5，而通过技术进步，目前抓取比已经可达到2.0，国外先进的

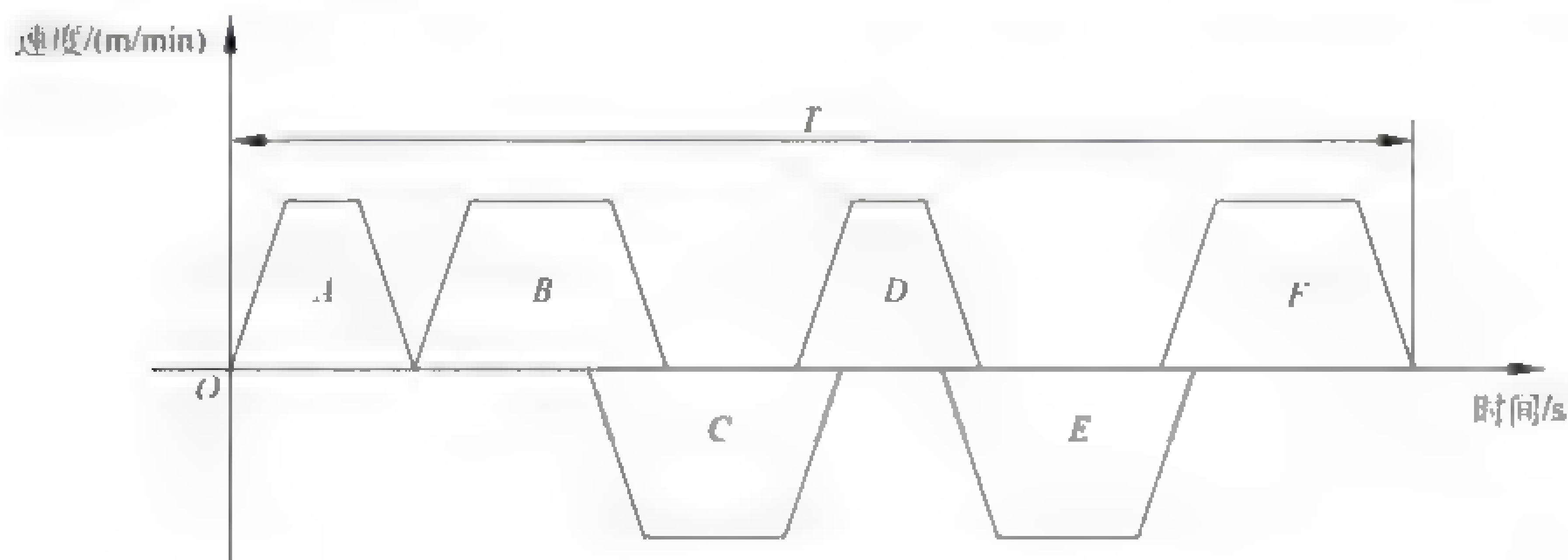


图5-43 桥式抓斗卸船机典型作业循环图

A—抓斗闭合；B—满斗起升；C—小车满斗后行；D—抓斗打开；E—小车空斗前行；F—空斗下降

抓斗已经达到2.5以上。以额定生产率为2500t/h、有效抓取载荷为35t为例，抓取比为1.3时，额定起重量为62t；抓取比为1.8时，额定起重量仅为54.5t。这将直接造成卸船机的整机重量减轻约200t，对于码头的承载要求大大降低，从而降低码头建造成本。而在码头承载能力已确定、额定起重量不变的条件下，采用大抓取比抓斗，将有效提高设备的额定生产率。

桥式抓斗卸船机的额定起重量一般宜优先采用表5-6中给定的数值。

表5-6　抓斗额定起重量优选系列

抓斗额定起重量/t	6.3,10,12.5,16,20,25,32,40,45,50,63,71,80,90

注：额定起重量超出上述范围时，可由供需双方另行约定。

5.4.4　起升速度

桥式抓斗卸船机的起升速度，小型的一般为60～140m/min，中、大型的已达到140～160m/min，有的甚至高达180m/min。起升速度的选择一方面要考虑到生产率的要求，另一方面要考虑机电配套件要与之相适应。对于桥式抓斗卸船机，适度地提高起升速度和小车运行速度是提高生产率的有效手段。

5.4.5　起升高度与下降深度

码头前沿用的桥式抓斗卸船机，其起升范围为轨面以上的起升高度和轨面以下的下降深度两部分之和。

由于内河水位差较大，内河用的桥式抓斗卸船机起升范围一般比同类型的海港用桥式抓斗卸船机要大。

1. 起升高度

轨面以上起升高度选取时应考虑的因素包括：最大接卸船舶空载时的舷板高度、最高潮位（或水位）的高度、抓斗闭合状态下本身的高度、抓斗闭合状态下的出舱高度、卸船机上料斗及码头带式输送机系统的布置高度、抓斗在最高位置的安全高度、吊清舱机械的工艺等。

对于前大梁不能俯仰的桥式抓斗卸船机，在确定其起升高度及与起升高度有关的前大梁下方的净空高度时，必须考虑对象货轮、拖轮等上层建筑的最大高度等。

2. 下降深度

轨面以下下降深度选取时应考虑的因素包括：最大接卸船舶满载时的吃水深度、最低潮位（或水位）的高度等。

5.4.6　小车运行速度

桥式抓斗卸船机的小车运行速度一般为80～120m/min，一些已达到160～200m/min，最高有260m/min。

与堆场上使用的大跨度桥式抓斗起重机不同，由于桥式抓斗卸船机小车的运行距离一般不会太大，因此不宜选择过高的小车运行速度。

小车的运行速度不仅受到抓斗摆动的影响，而且受到工作行程的制约。而工作行程的长短与前大梁长度、轨距，以及机上料斗的布置有关。合适的小车运行速度应与抓斗起升速度合理匹配，并走最佳路线，使工作循环时间最短。

5.4.7　大车运行速度

桥式抓斗卸船机的大车运行机构属于非工作性机构，因此其运行速度一般比较低。大车运行速度以20～30m/min为宜，较多采用25m/min。

5.4.8　前伸距

前伸距是一个重要的性能参数。在选取该参数时应考虑以下因素：

(1) 接卸船舶的型宽或舱口宽度；

(2) 是否要求过船作业；

(3) 水侧轨道中心线到码头岸壁加上护舷表面的距离，海港一般为3.5m，河港一般为2m。

5.4.9　轨距

码头前沿卸船用的桥式抓斗卸船机的轨距，一般需根据门框下方的通过性能要求和整机的稳定性条件确定。

目前应用的桥式抓斗卸船机，其轨距为10.5～22m，有的可以达到30m。一般来说，海港用桥式抓斗卸船机轨距以16～22m为宜，河港用桥式抓斗卸船机轨距以10.5m为宜。这是因为内河接卸的船舶多为驳船，可能有少量的中小吨位海轮，其起重量和前大梁长度均不会太大。如能控制在10.5m，则能与门座起重机的轨距相同，为同一岸壁码头上同时安装门座起重机和桥式抓斗卸船机提供了可能，从而提高了码头的通用化程度。

5.4.10 门架净空高度

门架跨内的净空高度和宽度应满足场地设备通行的需要，特别是必须满足更换抓斗或吊运清舱机械的需要。

5.4.11 轮压

桥式抓斗卸船机轮压值的大小，对门腿和车轮组结构与布置以及码头建筑的造价影响极大。

在腿压值一定的条件下，轮压值取得较小，可降低对码头承载能力的要求，码头建筑造价就低。但这会导致车轮的总数增多，不仅会使大车运行机构的平衡梁和台车结构复杂化，还会加大卸船机的基距，使其外形尺寸增大，从而可能影响相邻舱的作业。

在腿压值一定的条件下，轮压值取得较大，可减少车轮总数，简化大车运行机构和结构。但对码头的承载能力要求较高，土建费用也会因此增加较多。

海港用桥式抓斗卸船机，随着起重量、生产率及整机自重的增大，轮压值一般都大于400kN，有的大于600kN。国内海港用的桥式抓斗卸船机轮压值一般取约500kN。

为了使原来使用门座起重机的老码头能安装桥式抓斗卸船机，中小吨位特别是小吨位的桥式抓斗卸船机的轮压值可控制在250kN以下，这对内河码头来说是非常有意义的。

5.4.12 前大梁俯仰时间

前大梁的俯仰机构为非工作性机构，其速度较低，一般取单程俯仰时间6～10min。

5.4.13 设计时用户需提供的相关技术条件

1. 风速

工作状态下最大设计风速： m/s；

非工作状态下最大设计风速： m/s。

2. 风况

各风向分布频率比较均匀，其中某某风向出现频率为最大： %；最大风速： m/s。

3. 气温

多年平均气温： ℃；

极端最高气温： ℃(对设备按： ℃考虑)；

极端最低气温： ℃(对设备按： ℃考虑)。

4. 相对湿度

最大相对湿度： %；

年平均相对湿度： %。

5. 环境

海洋盐雾、矿石粉尘、多雷。

6. 地震烈度

本地区地震烈度： 度；

地震峰值加速度： g；

地震反应谱特征周期： s。

7. 泊位水文条件(国家85高程)

码头面标高： m；

设计高水位： m；

设计低水位： m。

8. 水侧码头边距离

水侧轨道中心至码头岸壁的水平距离： m；

水侧轨道中心至护舷外侧的水平距离： m。

9. 码头上卸船机大车行走用轨道

轨道型号：

轨道坡度： ≤2/1000

10. 轨距

基距： m；

相邻卸船机最小间距： m。

11. 许用轮压、腿压

工作状态

水侧(轮压/腿压)： kN；

陆侧(轮压/腿压)： kN；

非工作状态

水侧(轮压/腿压)： kN；

陆侧(轮压/腿压)： kN。

12. 码头上地面带式输送机

额定输送量： t/h；

带宽： mm；

带速： m/s；

托辊槽角： °；

托辊直径： mm；

皮带理论面至码头面高度： m；

地面皮带输送机中心线至水侧轨道中心线水平距离： m。

13. 除尘及清扫所用的供水方式

水槽供水。

14. 码头相关设施

锚定坑、系缆坑、顶升点、车挡等码头相关设施的位置。其中：

每个车挡受水平力： kN(共4个)；

撞击高度： mm(轨道面上)；

每个锚定受水平力： kN(每轨2个)；

每个防风拉环受上拔力： kN；

每个顶升点受垂直力： kN(每轨2个)；

每个防倾覆装置受上拔力： kN。

15. 清舱机械最大可能

外形尺寸(长×宽×高)： mm× mm× mm；

安全距离： mm；

操作重量： t。

5.5 应用范围和作业船型

5.5.1 应用范围

桥式抓斗卸船机应用广泛，港口、码头、电厂等需要卸载煤炭、矿石、橄榄石、硫黄等散状物料的地方，均可选用此类型卸船机。作为专业化比较强的设备，其工作效率较高，抓斗的适应性也较强，对于各种散状物料均有较好的接卸能力。

随着世界经济的不断发展，海上大宗散货运量持续增加，为了更充分地发挥海运运量大、成本低的优点，散货运输船舶在向大型化、专业化方向不断发展。近年来，40万吨级散货运输船的投入运营，再次推动了船舶大型化，也对码头的接卸能力提出了新的要求。码头越发专业化，承载能力、生产能力不断提高，接卸设备的大型化和高效化也得到相应发展。卸船机也在不断发展以适应市场需求，从内河小型码头到沿海专业化大型码头均有使用，生产能力从500t/h到2600t/h甚至更大，可接卸的船型从5000吨级驳船到40万吨级专业化散货运输船均可作业。

5.5.2 适用船型

接卸的船型和尺度是决定卸船机主体尺度的决定因素，在中国常见的散货船型主要尺寸见表5-7。

表5-7　中国常见的散货船型主要尺寸　　m

船型/DWT		2000	3000	5000	8000	10000	12500	15000
长度	全长 LOA	78	96	109	125	135.75	145	150
	船首长度 R	7.8	9.6	10.9	12.5	13.5	14.5	15
	舱口长度 S	54.6	67.2	76.3	87.5	95.25	101.5	105
	船尾长度 T	15.6	19.2	21.8	25	27	29.0	30

续表

	船型/DWT	2000	3000	5000	8000	10000	12500	15000
宽度	船宽 B	11	12.5	16.4	17.5	18.25	19	20
	舱口宽度 b	5.5	6.3	8.5	8.8	9.1	9.5	10
型深	型深 D	6	7	9	9.8	10.5	11	12
	舱口高度 E	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.6
	全深 H	7.2	8.2	10.3	11.1	11.9	12.4	13.6
吃水	最大吃水 d	5.0	6.0	6.8	7.4	8	8.5	9.2
	轻载吃水 d_1	2.0	2.2	2.25	2.6	3	3	3
	船型/DWT	20000	30000	35000	40000	50000	60000	70000
长度	全长 LOA	161.5	184.5	193	201.25	216.5	230	240.75
	船首长度 R	16.1	18.5	19.3	21.05	21.6	23	24
	舱口长度 S	113.4	129	135.1	140	151.7	161	168.7
	船尾长度 T	32.2	37	38.6	40.2	43.2	46	48.05
宽度	船宽 B	21.75	24.75	26.25	27.75	30	31.5	32.5
	舱口宽度 b	10.9	12.4	13.2	14	15	15.8	16.3
型深	型深 D	13	14.75	15.4	16	16.75	17.5	18.25
	舱口高度 E	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.8	1.8
	全深 H	14.5	16.25	16.9	17.5	18.25	19.3	20.05
吃水	最大吃水 d	9.5	10.75	11.1	11.5	12	12.5	13
	轻载吃水 d_1	3	3.25	3.25	3.25	3.25	3.24	3
	船型/DWT	80000	90000	100000	110000	120000	130000	140000
长度	全长 LOA	248.5	253	256	260.5	265.25	272.75	286.5
	船首长度 R	25	25	25.5	26	26.5	27	28.6
	舱口长度 S	173.5	178	179.5	182.5	185.7	191.2	200.6
	船尾长度 T	50	50	51	52	53	54.5	57.3
宽度	船宽 B	34.5	37	38.75	40	40.75	42	43
	舱口宽度 b	17.5	18.5	19.5	20	20.5	21	21.5
型深	型深 D	19	20	20.75	21.5	22	22.75	23.25
	舱口高度 E	1.8	1.8	1.8	2.0	2.0	2.0	2.0
	全深 H	20.8	21.8	22.55	23.5	24	24.75	25.25
吃水	最大吃水 d	13.5	14.25	15	15.5	16.25	16.5	17
	轻载吃水 d_1	3	3.25	3.5	3.75	4	4	4
	船型/DWT	150000	160000	170000	180000	190000	200000	210000
长度	全长 LOA	288	294.25	300.25	304.75	309.5	313.25	317
	船首长度 R	28.8	29.5	30	30.5	31	31.5	31.7
	舱口长度 S	201.6	205.75	210.25	213.25	216.5	219.05	221.9
	船尾长度 T	57.6	59	60	61	62	62.7	63.4
宽度	船宽 B	43.75	44.75	45.5	46.25	47.25	48.25	48.75
	舱口宽度 b	22	22.5	23	23.5	23.8	24.2	24.5
型深	型深 D	23.5	24	24.5	25	25.25	25.5	26
	舱口高度 E	2	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3
	全深 H	25.5	26.5	27	27.5	27.75	28	29

续表

	船型/DWT	150000	160000	170000	180000	190000	200000	210000
吃水	最大吃水 d	17.25	17.5	18	18.25	18.75	19.25	19.5
	轻载吃水 d_1	4	4	4	4	4.25	4.25	4.25
	船型/DWT	220000	230000	240000	250000	300000	350000	400000
长度	全长 LOA	320	324.5	327.75	330.75	339	342	360
	船首长度 R	32	32.5	32.8	33	33.9	34.2	36
	舱口长度 S	224	227	229.45	231.75	237.3	239.4	252
	船尾长度 T	64	65	65.5	66	67.8	68.4	72
宽度	船宽 B	49.75	50.5	51.25	51.75	58	63.5	65
	舱口宽度 b	25	25.3	25.6	26	29	32	32.5
型深	型深 D	26.5	26.75	27	27.25	30	30.2	30.5
	舱口高度 E	3	3	3	3	3.5	3.5	3.5
	全深 H	29.5	29.75	30	30.25	33.5	33.7	34
吃水	最大吃水 d	19.75	20	20.5	20.75	22	22.5	23
	轻载吃水 d_1	4.25	4.25	4.5	4.5	5	5.5	6

注：表中 DWT 为 Dead Weight Tonnage 的英文缩写，表示载重吨位。

5.6 典型产品的技术性能参数

根据统计资料分析，桥式抓斗卸船机以机械差动牵引式为当前的首选，且占主导地位。但出于用户的使用习惯和统一备件等考虑，在设备更新时，也有依然选用补偿小车、自行小车式卸船机的案例。用户在选用机械差动形式时，也有对电气差动提出性能、价格方面相比较的要求。为此，表5-8～表5-11列出了补偿小车式、机械差动式、电气差动式、自行小车式卸船机的主要技术性能汇编，供选用时参考。

表 5-8　补偿小车式桥式抓斗卸船机主要技术参数

额定生产率/(t/h)		600	1250	1400	1500
额定起重量/t		16	34	36	36.5
轨距/m		14	22	22	22
基距/m		14	16	18	18
抓斗最大前伸距/m		27	30	30	30
抓斗最大后伸距/m		9.1	17	16	17
起升高度/m	轨上	16.5	24	22	26
	轨下	22	16.5	16	18
前大梁锁定时角度/(°)		80	80	80	80
总高度/m		～44	～65	～66	～67
门框净空高度(轨上)/m		～7.8	～10	～10	～10
司机室最大前伸距/m		18	22	25	25
司机室最大后伸距/m		5.6	19	19	19
整机宽度/m		～21.5	～26.5	～28	～28
最大作业船型/DWT		25000	70000	100000	100000
抓斗	形式	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板
	容积/m^3	11	24	25.6	25.7
	自重/t	6.2	13.6	14.2	14.6
	抓取比	～1.6	～1.5	～1.4	～1.5

续表

速度/(m/min)	起升	120	130	130	130
	开闭	120	130	130	130
	下降	156	170	170	165
	小车	150	170	170	170
	大车	25	25	25	25
前大梁俯仰单程时间/min		5	6	6	6
司机室行走速度/(m/min)		20	20	20	20
物料种类		煤炭	煤炭	煤炭	煤炭
大车轨道型号		QU70	QU100	QU100	QU100
额定生产率/(t/h)		1600	1750	2000	2600
额定起重量/t		40	45	50	63
轨距/m		22	20	26	30
基距/m		18	18	18	18
抓斗最大前伸距/m		30	32	40	45
抓斗最大后伸距/m		18	16	24	28
起升高度/m	轨上	26	21	28	29
	轨下	19	18	23	25
前大梁锁定时角度/(°)		80	80	80	80
总高度/m		～68	～75	～87	～98
门框净空高度(轨上)/m		～10	～10	～10	～10
司机室最大前伸距/m		25	28	35	40
司机室最大后伸距/m		19	16	24	28
整机宽度/m		～28	～28	～32	～34
最大作业船型/DWT		100000	80000	150000	200000
抓斗	形式	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板	长撑杆双颚板
	容积/m^3	27	31	14.3	18.4
	自重/t	16.7	18.7	18.5	22.5
	抓取比	～1.4	～1.4	～1.7	～1.8
速度/(m/min)	起升	130	127	160	160
	开闭	130	127	160	160
	下降	170	160	180	190
	小车	170	167	240	240
	大车	25	25	30	25
前大梁俯仰单程时间/min		7	6	7	8
司机室行走速度/(m/min)		20	20	20	20
物料种类		煤炭	煤炭	矿石	矿石
大车轨道型号		QU120	QU120	QU120	QU120

注：以上数据源自上海振华重工、上海港机重工。

表 5-9　机械差动式桥式抓斗卸船机主要技术参数

额定生产率/(t/h)		250	400	500	540	600	800	1000	1000
额定起重量/t		6.3	10	12.5	15	16	20	25	25
起升高度/m	轨上	8.5	16	16.5	16	20	22	24	21
	轨下	5	14	12	12	15	18	15	17
前伸距/m		10	16	21	22	27	27	28	32
后伸距/m		6	8	8	7.5	12	13	13	28
轨距/m		7.5	10.5	10.5	13	16	16	16	20.5
基距/m		8	10.5	12	13	13	15	16	17
大车车轮数/个		8	16	24	24	24	24	32	48
整机宽度/m		10.5	16	16	20	18	21	22	32
速度/(m/min)	起升	60	100	100	100	100	120	140	120
	开闭	60	100	100	100	100	120	140	120
	下降	80	120	150	120	130	150	160	150
	小车	60	80	100	150	160	160	160	220
	大车	20	20	20	25	20	20	20	25
起升/开闭电动机功率/kW		2×55	2×110	2×160	2×200	2×200	2×250	2×315	2×340
小车电动机功率/kW		22	30	37	52	55	75	90	200
大车电动机功率/kW		4×5.5	4×11	6×11	12×7.5	6×11	8×11	8×15	24×7.5
俯仰电动机功率/kW		15	18.5	22	37	37	45	55	75
额定生产率/(t/h)		1250	1500	1800	2000	2100	2500	3000	3500
额定起重量/t		32	36.5	48	52	52	62	70	84
起升高度/m	轨上	16	26	27	25	27	25.5	28	28
	轨下	12	21	23	19	25	27.5	28	32
前伸距/m		30	30	40	33	42	44	45	53
后伸距/m		18	20.5	22	14.5	28	28	28	31
轨距/m		21	24	26	18	30	30	30	30
基距/m		16	18	18	17	18	18	18	20
大车车轮数/个		32	32	40	48	48	48	48	48
整机宽度/m		24	29	32	33	34	34.7	34	36
速度/(m/min)	起升	100	130	140	160	160	160	160	160
	开闭	100	130	140	160	160	160	160	160
	下降	120	140	180	180	210	180	190	220
	小车	180	220	220	220	240	240	240	240
	大车	20	20	25	40	25	25	25	25
起升/开闭电动机功率/kW		2×400	2×500	4×350	4×400	4×400	4×480	4×550	4×630
小车电动机功率/kW		160	310	350	400	400	420	550	630
大车电动机功率/kW		8×15	16×11	20×11	24×15	24×11	24×11	24×15	24×18
俯仰电动机功率/kW		75	90	132	150	150	200	250	280

注：以上数据源自上海振华重工、杭州华新机电。

表 5-10　电气差动式桥式抓斗卸船机主要技术参数

额定生产率/(t/h)		1250	1500	1600	3200
额定起重量/t		32	40	42	80
速度/(m/min)	起升	180	200	200	180
	开闭	180	200	200	180
	下降	220	240	240	220
	小车	180	200	200	180
	大车	20	20	20	20
轨距/m		22	22	22	30
基距/m		17	18	18	21
前伸距/m		30	30	32	37
小车自重/t		～8	～10	～10	～20
整机重量/t		～950	～1100	～1150	～2200

注：以上数据源自科尼公司。

表 5-11　自行小车式桥式抓斗卸船机主要技术参数

额定生产率/(t/h)		600	800	1250	1800	2100	3000
额定起重量/t		16	21	34	51	56	92
速度/(m/min)	起升	77.8	120	120	140	140	160
	开闭	77.8	120	120	140	140	160
	下降	77.8	140	130	140	160	160
	小车	96	120	160	190	180	220
	大车	25	20	25	20	20	30
轨距/m		10	20	22	30	30	38
基距/m		16	16	18	21	22	28.1
前伸距/m		13	24	27.7	37	38	44
小车自重/t		45	60	80	130	120	210
整机重量/t		420	550	1050 (带装船机)	1350	1500	2630

注：以上数据源自 KRUPP、住友、日立、IHI 等。

5.7　选型计算及选用注意事项

卸船机是装卸工艺系统的一部分，应充分考虑它和其他装卸工艺设备的衔接。就抓斗卸船机的选型和计算来说，主要从以下几方面进行。

5.7.1　额定生产率的确定

码头物料输送系统工艺设计中，根据生产规划要求，确定卸船机、带式输送机、堆场堆取料设备、装船机或装车机、定量装车楼、供电负荷等各主要机电设备的选型。在此过程中，选定抓斗卸船机的额定生产率、初步的码头承载能力，为码头建设和卸船机的设计建立初步参数。

表 5-12 为推荐的卸船机额定生产率、额定起重量、适合船型的基本关联表，供设计者选型参考。

表 5-12　卸船机额定生产率、额定起重量、适合船型基本关联表

额定生产率/(t/h)	250	400	500	600	800	1000	1250	1500
额定起重量/t	6.3	10	12.5	16	20	25	32	38
适合船型/DWT	500～2000		1000～10000		10000～50000		25000～100000	

额定生产率/(t/h)	1800	2000	2250	2500	3000	3500
额定起重量/t	45	50	56	63	72	84
适合船型/DWT	50000～150000		100000～250000		100000～400000	

5.7.2　卸船机主要参数及外形尺寸的确定

1. 码头的标高

码头的标高、最高水位、最低水位、平均水位等数据，对于卸船机的生产能力有较大的影响。通常，国内沿海20～30万吨级散货码头的标高通常为6～8m，青岛董家口40万吨级散货码头、大连30万吨级散货码头，受开放式码头条件的影响，码头标高在13m以上，从理论上增加了抓斗一个循环作业过程中的工作行程，从而增加了循环时间。为了保证额定生产率，需要在速度、有效载荷抓取量等方面加以提高和综合考虑。

2. 卸船机的前伸距与整机最大宽度

作业船型对卸船机的前伸距、卸船机在大车方向的最大宽度、抓斗的外形尺寸有影响。最大前伸距的选择，需要确保抓斗能沿水侧方向超出水侧船舱口边缘一定范围，这样抓斗能较好地对舱内远端物料进行抓取作业，减轻清舱机械的作业量，从而提高了效率。卸船机在大车方向的最大宽度，受一定条件下两台卸船机同时作业相邻两个舱口距离的影响，宽度需要从整机的稳定性、码头承载能力等方面综合考虑。在满足上述条件的情况下，卸船机宽度越小越好。

3. 码头承载能力

码头承载能力对卸船机的设计影响非常大。从额定生产率的描述可以看出，船型影响到前伸距的大小，码头标高和水面标高影响到起升高度的大小。有效起重量越大、抓斗运行速度越快，卸船机的额定生产能力就越高。但大起重量、高运行速度将使卸船机金属结构自重增加、整机轮压加大，从而对码头的承载能力要求也增高，码头的建造费用也相应提高。

4. 卸船机自身高度与起升高度

卸船机工作的码头通常在海边开阔地域，受季风等非工作风的影响很大。因此卸船机的整机高度在满足使用要求的前提下应尽可能低。码头面上的带式输送机高度直接影响到卸船机上料斗的安装位置。料斗上口的相对高度，受料斗容积、料斗上口尺寸、料斗四面角度等因素的影响。此高度与抓斗作业循环路径也有关，因而会影响到设备的生产能力。料斗上口越高，物料搬运的行程越大，作业循环时间也就越长。因此，合理选择码头带式输送机高度和料斗上口高度，对于卸船机有重要意义。抓斗的最大起升高度，需要保证抓斗调运清舱机安全顺利通过料斗上方，以使清舱设备跨越料斗进入船舱内。抓斗最大起升高度确定后，卸船机的高度就基本确定了。

5. 抓斗的选择

作为抓斗卸船机的必备工具，抓斗的性能对卸船机的生产作业起着非常重要的作用。抓斗卸船机常采用长撑杆双颚板抓斗和剪式抓斗两种，详见第8章。

目前，在国内各码头使用的主要是四撑杆双颚板抓斗。而随着技术的不断发展，在欧洲、南美等区域，剪式抓斗已经有了较广泛的应用。上海振华重工出口到荷兰、比利时、法国、瑞典、巴西等国外的卸船机上，都配置了剪式抓斗。从使用效果看，完全达到设计要求，并获得业主较高的满意度。高抓取比抓斗的使用，可以大大降低实际生产中抓斗自重引起的无效功，而且在保证有效起重量的条件下可降低额定起重量，对于减轻卸船机结构自重、

降低轮压、降低对码头的承载要求等，都有积极的意义。

5.7.3 主要机构功率的计算与选择

1. 起升与开闭机构

起升与开闭机构的功能是实现卸船机抓斗的上升、下降、打开、闭合运动，是卸船机上最主要的工作机构之一。

起升与开闭机构通常由两组相对独立而并行布置的机构组成，每组机构由相应的电动机、联轴器、制动器、减速机、卷筒组成。通过电动机驱动对卷筒运动作控制，实现卷筒对钢丝绳的收放调节，进而控制抓斗的各项运动。两组机构对称，电动机、减速器等主要部件基本相同，共同运动时产生抓斗上升或下降的动作，其中一组机构单独运动时，产生抓斗的打开或闭合动作；两组机构动作时，通过电气控制系统完成同步功能，在起升运动过程中加入开闭的电动机指令，会产生复合动作，如抓斗上升过程中打开或闭合。在机构的卷筒上，分别布置有两根钢丝绳，两组机构共有四根钢丝绳，一头分别固定在起升/开闭机构的卷筒上，另一头固定在抓斗上。

1）起升与开闭机构设计注意事项

起升与开闭机构设计和选型，应符合合同规定的机构级别或规范标准要求，在没有明确说明要求时，国内一般采用《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)，而对于国外用户的设备，一般优先采用《欧洲起重机设计规范》(FEM)，同时应满足当地有关的强制性标准。

(1) 起升与开闭机构设置在机械电气房内，机械电气房位置可以上置、后置或下置，这将决定起升与开闭钢丝绳的出绳角度和机械房的布置。机械电气房的底座结构需要足够的强度，以承受起升与开闭机构工作中传递的载荷。

(2) 驱动机构的各传动轴同心度应可调，当轴的同心度出现很小的偏差时，可通过底盘和机座件的垫片进行适当调整。可用定位销或楔形止动块将各部件定位在底座上。

(3) 钢丝绳工作时，对卷筒绳槽的偏斜角一般不大于3.5°。根据实际使用的经验，在减去卷筒自身绳槽的角度后，最好控制在2.5°以内。

(4) 配置可靠的位置检测装置，用于检测抓斗的高度位置、抓斗打开或闭合状态及位置。通常为凸轮限位装置和光电编码器，有时也配有超速限位开关，对抓斗的起升和开闭速度进行监控。

(5) 转动部件周围应设有可拆卸的安全防护设置，防止人员在卸船机作业时随意进入。在卷筒下方应设集油盘，收集钢丝绳上溢出的润滑油，防止润滑油污染环境。

2）起升与开闭机构电动机选型注意事项

(1) 抓斗卸船机的起升与开闭机构常采用交流电动机或直流电动机。在交流电动机技术不断发展的今天，越来越多地采用交流变频电动机。

(2) 电动机应具备良好的散热性能。因为起升与开闭机构接近连续工作制，在工作中会产生大量的热，因此电动机需要配置强制通风，以确保电动机及时散热。

(3) 卸船机所处的环境为沿海、沿河的区域，空气中湿度通常较大，因此电动机内部需要配置加热器，并辅助以过热报警和相应的断电保护。

(4) 电动机通常选择F级绝缘。起升与开闭机构通常安装在机械房内，保护等级可采用IP23；如直接安装在室外，则保护等级需不小于IP55。

3）起升与开闭机构电动机的功率计算

抓斗起升与开闭机构电动机功率的计算，需要考虑以下因素。

(1) 稳态起升功率

$$N_1 = \frac{Qv}{\eta}$$

$$M_1 = \frac{9550N_1}{n}$$

式中：N_1 ——稳态起升功率，kW；

Q ——额定起重量，kN，为抓斗自重和满载物料重量之和；

v ——满载额定起升速度，m/s；

η ——起升机构总效率，取值为0.85～

0.92；

n——电动机的额定转速，r/min；

M_1——稳态起升额定起重量所需的转矩，N·m。

(2) 电动机、联轴器、减速器、卷筒等旋转部件加速所需功率

$$N_2 = \frac{M_2 n}{9550}$$

$$M_2 = \frac{J_{rot}\omega}{t_a}$$

式中：N_2——克服旋转部件加速产生阻力矩所需要的功率，kW；

M_2——旋转部件转动惯量产生的阻力矩，N·m；

ω——电动机的旋转角速度，rad/s，$\omega=\pi n/30$；

J_{rot}——电动机、联轴器、减速器、卷筒等旋转部件折算到电动机轴上的总转动惯量，kg·m²；

t_a——加速时间，s。

(3) 抓斗加速直线运动所需功率

$$N_3 = \frac{F_3 v}{\eta}$$

$$F_3 = \frac{Qv}{gt_a}$$

$$M_3 = 9550\frac{N_3}{n}$$

式中：N_3——克服加速线性运动产生阻力所需要的功率，kW；

F_3——满载抓斗加速线性运动产生的阻力，kN；

M_3——满载抓斗加速线性运动产生的力矩，N·m。

(4) 开闭电动机功率

为保证起升期间抓斗处于很好的闭合状态，通常开闭电动机功率比起升电动机功率更大，由此可按55%或66%平衡系数选择电动机功率。

稳态起升电动机功率为

$$N' = N_1$$

加速阶段所需的最小功率为

$$N'' = N_1 + N_2 + N_3$$

按计算所得稳态起升功率 N'，考虑电动机平衡系数，则起升或开闭电动机功率为

$$N''' = (0.55 \sim 0.66)N'$$

据此选用电动机铭牌功率 N。

电动机过载系数为

$$f = \frac{N''}{N}$$

通常 f 取值为1.8～2.5。

2. 小车运行机构

小车运行机构是通过钢丝绳牵引小车带动抓斗往前或往后运动，在抓斗自身的起升、闭合状态不变条件下完成水平位移。小车运行机构是卸船机上的主要工作机构之一。

小车运行驱动机构通常是一组相对独立的传动系统，由相应的电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒组成，通过电动机驱动对卷筒运动作控制，从而实现卷筒对钢丝绳的运动调节，进而控制抓斗的水平运动。

以补偿小车为例：在机构的一个卷筒上一般总共布置有4根钢丝绳，前面2根通过导向滑轮与主小车连接，后面2根通过导向滑轮、补偿小车上的滑轮，与后大梁尾部的张紧装置固结。在额定起重量较大的情况下，卷筒上也可布置8根钢丝绳。

在主小车和补偿小车之间有补偿钢丝绳，一端固定于主小车上，然后绕过补偿小车上的滑轮组，另一端固结到水侧上横梁上的补偿装置上。在主小车与补偿小车之间，有起升与开闭钢丝绳相连，也有补偿钢丝绳相连。在起升与开闭钢丝绳松弛的状态下，如抓斗搁置在地面上或料堆上，在补偿钢丝绳的作用下依然能完成小车的运行功能，这一特点是机械差动卸船机无法完成的，也有利于其他辅助功能的实现。

小车运行机构电动机功率的计算(以补偿小车为例)如下所述。

1) 稳态运行功率

$$N_1 = \frac{F_1 v}{\eta}$$

$$F_1 = (W_1 + W_2)f$$

式中：N_1——克服主小车自重和满载抓斗重

量产生的滚动摩擦阻力所需要的功率，kW；

F_1 ——主小车自重和额定起重量产生的滚动摩擦阻力，kN；

v ——小车额定运行速度，m/s；

η——小车运行机构总效率，取值为0.85～0.92；

W_1——主小车自重，t；

W_2——额定起重量，t；

f——小车车轮滚动摩擦阻力系数，kN/t，通常取值为 $f=0.05$kN/t。

2）补偿小车正常匀速运行所需功率

受钢丝绳缠绕系统的约束，补偿小车的运行速度为主小车运行速度的一半，则补偿小车匀速运行所需的功率为

$$N_2=\frac{0.5F_2v}{\eta}$$

$$F_2=W_3f$$

式中：N_2——克服补偿小车自重产生的滚动摩擦阻力所需要的功率，kW；

F_2——补偿小车自重产生的滚动摩擦阻力，kN；

W_3——补偿小车自重，t。

3）克服风对主小车、补偿小车、抓斗水平运行产生的阻力所需功率

$$N_3=\frac{F_3v}{\eta}$$

$$F_3=0.625v_s^2A$$

式中：N_3——克服风载荷产生阻力所需要的功率，kW；

F_3——风载荷，kN；

v_s ——工作风速，m/s；

A——主小车、补偿小车、满载抓斗所承载风压的有效面积，m²。

4）电动机、联轴器、减速器、卷筒等旋转部件加速所需功率

$$N_4=\frac{M_4n}{9550}$$

$$M_4=\frac{J_{rot}\omega}{t_a}$$

式中：N_4 ——克服旋转部件加速阻力所需要的功率，kW；

M_4 ——旋转部件转动惯量产生的阻力矩，N·m；

n ——电动机的额定转速，r/min；

ω——电动机的额定旋转角速度，rad/s，$\omega=\frac{2\pi n}{60}$；

J_{rot}——电动机、联轴器、减速器、卷筒等旋转部件折算到电动机轴上的总转动惯量，kg·m²；

t_a——加速时间，s。

5）主小车加速直线运动所需功率

$$N_5=\frac{F_5v}{\eta}$$

$$F_5=\frac{W_1v}{t_a}$$

$$M_5=\frac{9550N_5}{n}$$

式中：N_5——克服主小车线性加速惯性阻力所需要的功率，kW；

F_5——主小车线性加速惯性产生的阻力，kN；

M_5——主小车线性加速惯性产生的力矩，N·m。

6）补偿小车加速直线运动所需功率

$$N_6=\frac{0.5F_6v}{\eta}$$

$$F_6=\frac{0.5W_3v}{t_a}$$

$$M_6=\frac{9550N_6}{n}$$

式中：N_6——克服补偿小车线性加速惯性阻力所需要的功率，kW；

F_6——补偿小车线性加速惯性产生的阻力，kN；

M_6——补偿小车线性加速惯性产生的力矩，N·m。

7）满载抓斗水平运动加速阶段的惯性阻力所需功率

因惯性作用、抓斗与主小车之间钢丝绳柔性连接这两个因素，在主小车加速运动时，满载抓斗的水平运动有滞后现象，造成抓斗有较大摆动。加速度不同，抓斗摆动的幅度也不

同，其所需功率为

$$N_7 = \frac{F_7 v}{\eta}$$

$$F_7 = W_2 g \sin 2\alpha$$

式中：N_7——克服抓斗水平加速惯性阻力所需要的功率，kW；

F_7——抓斗水平加速产生的惯性阻力，kN；

α——抓斗水平加速时产生的摆动角度，(°)，$\sin\alpha = \frac{F_a}{W_2 g}$，其中 $F_a = \frac{W_2 v}{g t_a}$。

8）小车运行机构的总功率

$$N_m = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6 + N_7$$

电动机额定功率的选择为

$$N = \frac{N_m}{f}, \quad 且 N \geqslant N_1$$

式中：f——电动机过载系数，通常取 2～2.5。

3. 大车运行机构

大车运行机构的作用是实现整机沿着码头前沿轨道作水平运动。它由设置在门框下的4组行走台车组成。行走车轮上部采用了行走台车、小平衡梁、中平衡梁、大平衡梁的设计结构，而各结构之间为铰接连接，可以有效地均匀分摊卸船机自重在每个门腿下方产生的压力，从而保证每组台车内的车轮受力均匀。

功率计算可参照本章 5.7.3 节中的"2. 小车运行机构"。

5.8 技术标准与规范

桥式抓斗卸船机的设计、制造、安装和调试要使用多个标准。表 5-13 列出了在实际应用中出现过的各种国家标准和规范。在选择卸船机时，技术文件中应详细列出所采用的设计标准及协议（最新版本）。对于国外项目，建议在采用国内钢材、螺栓连接副等基本材料的基础上，选择相应的国际标准。表 5-13 的后半部分为国际标准，供参考使用。

表 5-13　各国桥式抓斗卸船机的技术标准与规范

序号	编　号	标准名称
1	GB/T 3811—2008	《起重机设计规范》
2	GB 6067.1—2010	《起重机安全规程　第1部分：总则》
3	GB/T 18224—2008	《桥式抓斗卸船机安全规程》
4	GB/T 6974.1—2008 (ISO 4306-1，IDT)	《起重机　术语　第1部分：通用术语》
5	GB/T 6974.5—2008 (ISO 4306-5，IDT)	《起重机　术语　第5部分：桥式和门式起重机》
6	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
7	GB/T 14406—2011	《通用门式起重机》
8	GB/T 5905—2011 (ISO 4310，IDT)	《起重机试验规范和程序》
9	GB 50231—2009	《机械设备安装工程施工和验收通用规范》
10	GB 50256—1996	《电气装置安装工程　起重机电气装置施工及验收规范》
11	GB 50278—2010	《起重设备安装工程施工及验收规范》
12	JT/T 90—2008	《港口机械风载荷计算及防风安全要求》
13	GB/T 26475—2011	《桥式抓斗卸船机》
14	GB/T 1184—1996	《形状和位置公差、未注公差值》
15	GB/T 1801—2009	《产品几何技术规范(GPS)极限与配合公差带和配合的选择》
16	GB/T 1804—2000	《一般公差　未注公差的线性和角度尺寸的公差》

续表

序号	编　　号	标准名称
17	GB/T 1228　2006 (ISO 7412,NEQ)	《钢结构用高强度大六角头螺栓》
18	GB/T 1229　2006 (ISO 4775,NEQ)	《钢结构用高强度大六角螺母》
19	GB/T 1230—2006 (ISO 7416,NEQ)	《钢结构用高强度垫圈》
20	GB/T 1231—2006	《钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、高强度垫圈技术条件》
21	JGJ 822011	《钢结构高强度螺栓连接技术规程》
22	GB 8918—2006 (ISO 3154,MOD)	《重要用途钢丝绳》
23	GB/T 24809.5—2009 (ISO 10972-5,IDT)	《起重机　对机构的要求　第5部分：桥式和门式起重机》
24	JB/T 6392—2008	《起重机车轮》
25	GB/T 10183.1—2010 (ISO 12488-1,IDT)	《起重机　车轮及大车和小车轨道公差　第1部分：总则》
26	JB/T 10559—2006	《起重机械无损检测　钢焊缝超声检测》
27	GB/T 10095—2008	《圆柱齿轮　精度制》
28	GB 12602—2009	《起重机械超载保护装置》
29	JB/T 7929—1999	《齿轮传动装置清洁度》
30	JB/T 8905.1—1999	《起重机用三支点减速器》
31	JB/T 8905.2—1999	《起重机用底座式减速器》
32	JB/T 8905.3—1999	《起重机用立式减速器》
33	JB/T 8905.4—1999	《起重机用套装式减速器》
34	JB/T 9003—2004	《起重机三合一减速器》
35	JB/T 10816—2007	《起重机用底座式硬齿面减速器》
36	JB/T 10817—2007	《起重机用三支点式硬齿面减速器》
37	GB/T 20303.1—2006 (ISO 8566-1,IDT)	《起重机　司机室　第1部分：总则》
38	GB/T 20303.5—2006 (ISO 8566-5,IDT)	《起重机　司机室　第5部分：桥式和门式起重机》
39	GB/T 755 -2008 (IEC 60034-1,IDT)	《旋转电动机　定额和性能》
40	GB/T 4942.1—2006	《旋转电动机整体结构的防护等级(IP代码)分级》
41	GB 13955—2005	《剩余电流动作保护装置安装和运行》
42	GB 4208　2008 (IEC 60529,IDT)	《外壳防护等级(IP代码)》
43	GB 5226.1　2008 (IEC 60204 1,IDT)	《机械电气安全　机械电气设备　第1部分：通用技术条件》

续表

序号	编　　号	标准名称
44	GB 5226.2　2002 (IEC 60204 32)	《机械电气安全　机械电气设备　第2部分：通用技术条件》
45	GB/T 9330.1—2008	《塑料绝缘控制电缆　第1部分：一般规定》
46	GB/T 9330.2　2008	《塑料绝缘控制电缆　第2部分：聚氯乙烯绝缘和护套控制电缆》
47	GB/T 9331—2008 (IEC 60092-353,IDT)	《船舶电气装置　额定电压　1kV和3kV挤包绝缘非径向电场单芯和多芯电力电缆》
48	GB 14048.1—2012 (IEC 60947-1,MOD)	《低压开关设备和控制设备　第1部分：总则》
49	GB 50054—1995	《低压配电设计规范》
50	GB 50052—2009	《供配电系统设计规范》
51	GB/T 3797—2005	《电控设备　第2部分：装有电子器件的电控设备》
52	GB 3906—2006	《3～35kV交流金属封闭式开关设备》
53	IEC 60204—32	《机械安全　机械电气设备　第32部分：起重机械技术条件》
54	EN 61800—3	《调速电驱动系统　第3部分：EMC(电磁兼容)》
55	GB 50217—2007	《电力工程电缆设计规范》
56	DL/T 5137—2001	《电测量及电能计量装置设计技术规程》
57	GB 50055—2011	《通用用电设备配电设计规范》
58	GB/T 3859.1　2013	《半导体变流器　通用要求和电网换相变流器　第1部分：基本要求规范》
59	IEC 144	《低压开关和控制设备的外壳防护等级》
60	ANSI 488	《可编程仪器的数字接口》
61	ISA—55.2	《过程运算的二进制逻辑图》
62	ISA—55.3	《过程操作的二进制逻辑图》
63	ISA—55.4	《仪表回路图》
64	GB/T 7251	《低压成套开关设备和控制设备》
65	GB/T 50062	《电力装置的继电保护和自动装置设计规范》
66	GB/T 17468	《电力变压器选用导则》
67	EN 50081—2	《电磁兼容一般辐射标准》
68	EN 50082—2	《电磁兼容一般抗干扰标准》
69	GB/T 14549	《电能质量　公用电网谐波》
70	GB/T 50058	《爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范》
71	GB/T 3766—2001 (ISO 4413)	《液压系统通用技术条件》
72	GB/T 7935—2005	《液压元件通用技术条件》
73	GB/T 2346	《流体传动系统及元件　公称压力系列》
74	GB/T 15622	《液压缸试验方法》
75	GB/T 15623.1	《液压传动　电调制液压控制阀　第1部分：四通方向流量控制阀试验方法》
76	GB/T 15623.2	《液压传动　电调制液压控制阀　第2部分：三通方向流量控制阀试验方法》

续表

序号	编　　号	标 准 名 称
77	GB/T 8104	《流量控制阀试验方法》
78	GB/T 8105	《压力控制阀试验方法》
79	GB/T 8106	《方向控制阀试验方法》
80	GB/T 9094	《液压缸气缸安装尺寸和安装形式代号》
81	GB/T 7936	《液压泵马达空载排量测定方法》
82	GB/T 14211	《机械密封　试验方法》
83	JB/T 4127.1	《机械密封　技术条件》
84	JB/T 4127.2	《机械密封　分类方法》
85	JB/T 4127.3	《机械密封　产品验收技术条件》
86	GB 7588—2003	《电梯制造与安装安全规范》
87	GB/T 10058—2009	《电梯技术条件》
88	GB/T 10059—2009	《电梯试验方法》
89	GB 10060—2009	《电梯安装验收规范》
90	GB 12348	《工业企业厂界环境噪声排放标准》
91	GB 12467	《焊接质量要求　金属材料的熔化焊》
92	GB/T 985.1—2008	《气焊、焊条电弧焊、气体保护焊和高能束焊的推荐坡口》
93	GB 985.2—2008	《埋弧焊的推荐坡口》
94	GB/T 3323 (EN 1435,MOD)	《金属融化焊接接头射线照相》
95	GB 11345	《钢焊缝手工超声波探伤方法和探伤结果分级》
96	JB/T 10559—2006	《起重机无损检测　钢焊缝超声检测》
97	GB/T 19418 (ISO 5817,IDT)	《钢的弧焊接头　缺陷质量分级指南》
98	ISO 1461	《钢铁制件热浸镀锌　技术条件与试验方法》
99	GB/T 8923.1—2011	《涂覆涂料前钢材表面处理　表面清洁度的目视评定　第1部分：未涂覆过的钢材表面和全面清除原有涂层后的钢材表面的锈蚀等级和处理等级》
100	GB 1764	《漆膜厚度测定法》
101	CB/Z 227	《船舶涂装膜厚检测方法》
102	GB/T 9286 (ISO 2409, EQV)	《色漆和清漆　漆膜的划格试验》
103	GB/T 2893.1—2013	《图形符号　安全色和安全标志　第1部分：安全标志和安全标记的设计原则》
104	GB 15052—2010 (ISO 13200,IDT)	《起重机　安全标志和危险图形符号　总则》
105	GB/T 191—2008 (ISO 780,MOD)	《包装储运图示标志》
106	GB/T 13384—2008	《机电产品包装通用技术条件》
107	GB/T 13306—2011	《标牌》
108	ISO 9001	质量控制体系：国际标准化组织

续表

序号	编　号	标准名称
109	ISO	国际标准化组织标准
110	IEC	国际电工委员会标准
111	FEM 1.001	欧洲起重机设计规范
112	EN	欧洲标准
113	DIN	德国工业标准
114	AWS	美国焊接协会标准
115	BS	英国标准学会标准
116	SIS	瑞典工业标准
117	ASTM	美国材料试验协会标准
118	SSPC	美国钢结构涂料学会标准
119	AISC	美国钢结构学会标准
120	ANSI	美国国家标准协会标准
121	EIA	美国电子工业协会标准
122	JIS B8809	日本工业标准　生产能力计算标准
123	IEEE	国际电气与电子工程师协会标准
124	AGMA	美国齿轮制造协会标准

第6章

集装箱起重机

6.1 概述

6.1.1 集装箱起重机的发展

当今全球经济一体化越来越明显，国际贸易需求逐年增加，而国际贸易间的交往90%是由港口和船运承担的。近年来集装箱货运量在整个海运量的比重逐年增加。与传统方式相比，集装箱运输具有以下优势：

(1) 有效地提高杂货件的装卸效率；

(2) 保护货物在运输过程中的安全，防止货物被盗和损坏，大幅度减少甚至消灭了货损货差；

(3) 船舶装卸实现全天候作业；

(4) 充分利用了堆存货场面积和空间，基本取消了仓库；

(5) 集装箱可重复使用；

(6) 实现了门到门运送货物；

(7) 大大降低了运输成本；

(8) 缩短了货物运输时间。

集装箱的装卸离不开集装箱起重机，其中涉及的最关键两类起重机有：负责码头前沿装卸的岸边集装箱起重机(Quayside Container Crane，QC，简称岸桥)和负责后方堆场搬运的轨道式集装箱门式起重机(rail mounted gantry，RMG，简称轨道吊)或轮胎式集装箱门式起重机(rubber-tyre gantry，RTG，简称轮胎吊)。另外，用于码头前沿到堆场之间的搬运设备(如自动导引车(automatic guide vehicle，AGV)或集卡)以及堆场到用户目的地的运输设备(如集装箱卡车)等，属于流动机械，详见第2篇介绍。

6.1.2 应用特点

集装箱起重机通常布置在沿海或内河港口码头，露天进行集装箱装卸作业。港口工作环境恶劣，在设计选型时必须充分考虑各种环境因素。

另外，选型者应充分考虑设备现在的需求、作业的对象、服务的对象以及对将来发展做好科学的预测，以求选择的起重机既经济实用，又有一定的前瞻性。目前集装箱起重机种类繁多，参数性能变化大。不同规格的起重机，不仅采购成本不同，今后使用成本、维修成本都会不同，甚至相差很大。

1. 环境温度

集装箱码头均位于沿海或沿江区域，周边空旷少遮挡，昼夜温差变化大。集装箱起重机需要满足全年全天候的装卸船作业，因此必须适应码头的温度条件。一般码头的环境温度在-20～50℃，集装箱起重机的常规设计应按此进行，配套件(如钢材、电控、液压件、润滑油等)也要按此选择，以满足可靠性和寿命要求。但是，在个别极寒或极热地区，极端温度超出上述范围时，需做特殊考虑。如极寒地区需注意结构钢材低温冲击试验、润滑油防冻，极热

地区需注意电气元件散热降温等要求。

2. 码头规划

集装箱码头的规模和作业模式受到水深条件、靠泊集装箱船型、码头转运量、当地劳动力成本等众多因素的影响。而集装箱起重机的配置必须与码头整体规划相适应：

(1) 岸桥的起升高度和前伸距应满足当前最大靠泊集装箱船的装卸要求，并考虑可应对数年内集装箱船的船型变化。

(2) 轨道吊或轮胎吊的起升高度应满足当前集装箱最大堆高要求，并考虑可应对未来集装箱堆放量的变化。

(3) 近年来，随着劳动力成本的不断上升，半自动或全自动化码头不断涌现。于是，全新的可实现自动化作业的集装箱起重机也应运而生，如半自动化双小车岸桥、自动化轨道吊、自动化 AGV、自动化跨运车等，码头用户可按具体规划进行选择性配置。

3. 周边环境

集装箱码头周边环境往往也会对起重机的选型或具体配置产生影响。最常遇到的情况有：周边建有飞机场，则对起重机有严格的航空限高要求，可选择矮型(伸缩大梁)或鹅颈(前大梁折臂)式岸桥；码头距离居民区较近，有严格的噪声控制要求，可选择做特殊降噪声处理的集装箱起重机；周边有高腐蚀性气体或颗粒物，可选择专用氟碳漆来保护起重机结构等。类似特殊环境情况都需向起重机供货商提出，以便做特殊设计考虑。

6.1.3 集装箱码头

集装箱起重机必须和所配备的码头能力相匹配，而码头必须考虑具有足够的泊位水深和合适的航道，以满足集装箱船的靠泊要求。近年来，随着集装箱运输船的日益大型化(如14500TEU 集装箱船要求泊位水深 14～16m，马士基的 18000TEU 船最大吃水深度已达16m)，世界主要集装箱港口纷纷制定港口发展规划，以适应未来发展趋势。

集装箱码头的布局取决于码头的地理位置、构造、作业模式等众多因素。但绝大多数码头根据功能划分为三个区域，即前方装卸船区域、后方堆场作业区域以及位于该两作业区域之间的水平运输作业区域。

1. 前方装卸船区域

1) 泊位长度要求

前方装卸船区域应具有足够的码头泊位长度，以满足大型集装箱船的靠泊需求。

对于普通集装箱船，一个泊位长度为 250～300m；超巴拿马型集装箱船，一个泊位长度为350～400m；对于内河装载 50～200TEU 的甲板驳船，一个泊位长度为 100～120m。

2) 承载能力要求

前方装卸船区域应具有足够的承载能力，以满足装卸设备的使用要求。

负责装卸船的岸桥在码头前沿的钢轨上运行。随着装卸集装箱船船型的不断增大，起重机参数也不断增大，大型岸桥自重已达1200～2000 余吨，对码头承载能力提出了更高要求：

(1) 大型集装箱码头的岸桥轨距一般应达到 25～30m，若配置超大型岸桥则需 30～40m。

(2) 轨道型号一般要求 QU100 或等同，若配置超大型岸桥则需 QU120 或 QU150。这样，轨道踏面可满足起重机车轮的匹配要求，保证能选到合适的车轮直径，将起重机总宽控制在有利于多台岸桥并机作业的 27m 范围内。

(3) 码头应能承受起重机在各种工况下的轮压。大型岸桥许用工作轮压一般不应低于70t，超大型岸桥则不低于 90t，非工作情况则视当地最大风速还要更大些。

(4) 码头应具有与起重机匹配的安全装置，包括锚定、防风拉索、车挡等，都需要满足相应机型要求。

2. 后方堆场作业区域

1) 堆场面积要求

后方堆场作业区域应有足够的堆场面积，以满足装箱量要求。

集装箱码头作为水运、公路、铁路的连接点，装卸任务繁重，特别是随着集装箱船舶的大型化，船舶装箱量可达 10000～19000TEU，

因而需要足够的堆场面积储存或周转，具体视堆存高度、作业机械和集装箱在堆场滞留时间等因素确定。目前堆场常采用的是一过五的堆放模式，也有越来越多码头采用一过六模式，以在有限面积内增加集装箱堆放数量。

2）合理布局要求

后方堆场作业区域的布局需与配置的装卸设备相适应。

轮胎吊或轨道吊是用于堆场装卸的最常用设备。轮胎吊依靠轮胎行走，码头面应具有相应承载能力，最好能配备轮胎转向的转向区域，以减少轮胎转向时的磨损，延长轮胎使用寿命。轨道吊则需铺设专用轨道，轨距一般为30～35m，最大的曾达到42m。同样，轨道的承载能力也需与设备大小相匹配。随着近年来节能减排和自动化技术的发展，在新码头规划中，轨道吊越来越多地被采用。

3. 水平运输区域

1）水平运输设备的种类

集装箱从码头前沿岸桥下方运送到后方堆场轮胎吊或轨道吊下采用的水平运输设备有集卡、跨运车、自动导引车。常规码头一般采用集卡，由司机将车辆直接停在岸桥或轨道吊、轮胎吊下方，配合完成集装箱的快速起吊或落箱，效率高。跨运车也是由司机操作，可直接在码头地面上取放集装箱，无须等待，但跨运车自身高度约16m，因此要求岸桥联系横梁下的净空高度一般不低于17m。AGV主要用于全自动化码头的水平运输，有规定的行走路线，按码头专用管理系统的指令运行，完全实现无人操作。

2）车道划分应与码头装卸设备及作业流程相匹配

水平运输设备的车道划分应充分考虑到与码头装卸设备的匹配，如避免占用岸桥下摆放舱盖板的位置，避开大车驱动、登机平台或有些岸桥上中转平台或舱盖板平台下的位置等。另外，车道的划分也应考虑到与装卸设备的效率相适应，如双起升岸桥需配备更多数量的水平运输设备，车道的宽度和数量等也需做相应调整。

6.1.4 设计标准

国际上不同地区对起重机有不同的要求和规范。因此，根据起重机用户的不同，起重机设计规范也不一样，一般包括国际通用规范和地区规范。国际通用规范主要指标准件等的规范，如ISO等。地区规范根据地域的不同而有所不同。一般来说，欧洲地区一般用DIN、EN、FEM、BS等标准或规范，美洲地区采用ASTM、OSHA、AISC等，澳洲采用的是AS标准，国内地区大多采用的是国标GB。有些地区标准，如DIN、FEM、BS等，因为使用范围比较广，使用时间比较长，经过时间的检验，也已经被世界上大多数国家认可，发展成为国际认可和应用的标准。

起重机是一个集机械、电气、液压于一体的复杂设备。机械、电气、液压系统设计都有各自相应的标准，同一系统中不同部分也会采用不同的标准。集装箱起重机常用设计标准可参考表6-1。

表6-1 集装箱起重机常用设计标准

系统	部件	标准号	说明
整机	整机	GB/T 3811—2008，GB/T 15361，GB 6067.1—2010，FEM，EN 15011，ASME B30.24等	这些为针对整个起重机的规范，其中GB用于国内项目，FEM、EN一般用于欧洲项目，ASME为美国规范。具体采用的规范一般在合同中注明
机械	结构	GB/T 3811—2008，FEM，BS 5400，BS 7608	GB/T 3811—2008适用于国内项目。对国外项目，一般FEM用于结构载荷和强度计算，BS用于结构疲劳计算

续表

系统	部件	标　准　号	说　　明
机械	机构	GB/T 3811　2008,FEM 1.001/1.004	机构设计
	钢丝绳	GB/T 20118,ISO/DIS 2408,EN 12385	钢丝绳
	齿轮	GB/T 3480,ISO 6336,AGMA	直齿和斜齿轮承载能力计算
		GB/T 10062,ISO 10300,AGMA	锥齿轮承载能力计算
	轴承	ISO 281	动态载荷和寿命
	梯子平台	GB/T 3811－2008,FEM,EN 13586,ISO 14122,OSHA,AS,BS,等	梯子平台设计。视地区不同,此规范也不同,如美国会采用OSHA,澳大利亚采用AS规范,英国采用BS规范等
电气	电气	GB/T 3811—2008,GB 5226.2,GB 5226.3,IEC 60204,GB 6067.1—2010	电气设备安全
液压	液压	GB/T 3766—2001,ISO 4413：2010	液压系统和部件一般规则和安全

6.2　岸边集装箱起重机

6.2.1　概述

1. 用途

岸边集装箱起重机是集装箱码头最前沿的主力装卸设备,主要用于将船上的集装箱卸到码头面或码头水平运输设备(如集卡)上,或相反将集装箱装上船。另外,船上的舱盖板也需通过它吊运到码头面或起重机舱盖板平台上。岸桥的正下方设有水平运输设备行驶通道,下部结构需充分考虑码头面布局。

2. 构造特点

岸桥在工作时,大梁处于水平状态;岸桥不工作时或在船舶靠泊、离岸时,通常需将岸桥前大梁仰起以避让船舶上层建筑物。图6-1所示为最常见的岸桥外形图(大梁仰起状态)。



图6-1　岸桥外形

岸桥通常由金属结构、主机构、电气系统、液压系统、吊具、机器房、梯子平台、安全装置等部分组成。

金属结构主要包含主梁(前、后大梁)、大梁铰点、拉杆系统、门架系统等几部分。主机构是根据岸桥的不同运动而设置的,一般有起升、俯仰、小车运行、大车运行四大机构。电气系统主要包含有供电、驱动、控制、联锁与保护、起重机管理系统等。液压系统有吊具、多功能挂舱保护、俯仰及起升低速应急制动、小车及托架小车张紧、顶轨器(夹轮器)共5个系统。岸桥的主要工作机构一般安装在机器房内,电控设备安装在机器房内单独设置的电控室内,以确保岸桥能在防尘、防雨、防晒的良好环境下实现全天候工作。岸桥主要部位都设

置了梯子平台来满足司机或维修人员顺利到达相应操作位置或特殊故障下安全撤离。另外，岸桥上还设置了各类安全装置来确保起重机自身运行及人员操作的安全性。随着自动化程度的提高，对安全装置也提出了更高的可靠性要求。

3. 岸桥的发展趋势

近年来，为适应集装箱运输的迅猛发展，全球各大港口纷纷添置大型、高效的岸桥来最大限度地提高装卸效率，减少船舶停靠时间，满足装卸要求。面对广大港口用户对高性能岸桥的迫切需求，结合现代先进科学技术的发展，岸桥产品进入了一个全新发展时期。

1）大型化

随着甲板上堆高10层23排的18000TEU集装箱运输船投入使用，岸桥外形参数也相应大幅提高：最大前伸距可达68～73m，而常规岸桥一般不超过65m；最大起升高度48～52.5m，比常规岸桥高了20%以上，司机已较难仅凭目视准确对箱。于是，大型化的主要难点就在于控制整体结构刚度、吊具系统的减摇抗扭以及实现司机半自动操作等。另外，整机重量控制以满足老码头对大型岸桥的需求，也是起重机制造商需面对的重要课题。

2）多样化

全球集装箱码头用户对岸桥的需求与当地气候、地理环境、码头承载能力、装卸流程、水平运输设备等众多因素有关。因此，岸桥产品的多样化是未来发展的必然方向，如可适应老码头轮压的轻型超大岸桥、有严格航空限高的鹅颈式或伸缩大梁岸桥、抗地震岸桥、自动化作业的双小车岸桥等。

3）高效化

如何缩短集装箱船在码头的靠泊时间，尤其是船舶大型化后如何实现快速装卸是集装箱码头迫切希望解决的问题。近年来，采用双吊具模式一次可起吊2个40ft或4个20ft箱的双起升岸桥已获得成功，广泛运用于国内外各大港口。目前，还在研究多台岸桥联合作业时对集装箱船上相邻舱作业的解决方案，以进一步提高岸桥的装卸效率。

4）节能环保

面对全球倡导的“环保、低碳、可持续发展”理念，集装箱码头运营公司对码头主力设备也提出节能要求，即在满足各项性能指标的情况下，力求设备的轻量化及低能耗，从而有效降低码头长期运营费用（total cost of ownership，TCO）。结合现代最新科技进步成果，岸桥综合节能技术的研究与应用已取得初步成效，并将全面推广应用，为码头创造直接、显著的节能效益。

5）自动化

集装箱船、岸桥的日益大型化使得司机作业时靠人工肉眼对箱变得越来越困难，劳动强度增大、综合效率降低。近年来，全新研发的船型扫描半自动系统、Automatic zoom系统及远程操作系统可实现岸桥作业的自动化功能，即自动选取最优行车路线、自动提供最清晰作业视角、司机工作地点从小车转移到下横梁或办公室，作业过程中不再跟随小车高速往返，大大降低了劳动强度。目前，该技术已在部分超大型岸桥上得到应用，将来会越来越普遍。另外，继早期欧洲鹿特丹、汉堡等自动化码头后，全球各大港口也纷纷致力于创建新的全自动化码头系统，降低人力成本高涨、操作效率低等因素对码头作业的影响，通过彻底改变码头传统作业方式来全面提高管理水平及赢利能力。

4. 岸边集装箱起重机的分类及主要性能参数

1）岸边集装箱起重机的分类及特点

岸边集装箱起重机根据其构造特点、作业模式等的不同可按表6-2分类。

2）岸桥主参数

根据码头实际装卸船型大小，相应配置的岸桥主参数推荐值见表6-3。

表 6-2 岸边集装箱起重机的分类及特点

形式			示意图	特点
按主梁结构形式划分	全桁架	三角形截面		主梁重量轻，约为箱梁重量的65%，多用于码头承载能力较小的地区。但该形式制造工艺复杂，检修点多，维护工作量大
		矩形截面		主梁重量约为箱梁的85%，该形式的侧向刚度比三角形截面的好，可用于大型岸桥
	板梁与桁架组合			两边采用焊接组合工字梁，上下水平平面内布置平面桁架，垂直平面内布置桁架或框架。自重相对于单、双箱梁轻，制造较桁架式简单
	双箱梁	梯形截面		截面呈双箱梯形，侧向刚性优于板梁、单箱梁结构。小车位于箱体内侧，在同样起升高度情况下，整体结构高度比板梁、单箱梁低约3m。但主梁截面高度不能太大，一般不超过1.8m
		复合型截面		与梯形截面相比，复合型截面可用于主梁截面高度较大的场合。目前已在大型岸桥中广泛应用

续表

形式			示意图	特点
按主梁结构形式划分	单箱梁	矩形截面		具有良好的抗弯和抗扭性能。但由于小车轨道设置在主梁上部，小车悬挂吊架较长，对小车平稳运行不利
		梯形截面		小车轨道设置在主梁下部，小车悬挂吊架较短，小车刚性相对矩形截面单箱梁形式要好一些
按净空高度限制划分	俯仰式			前大梁可仰起至 80°。目前该形式岸桥最为普遍，多用于净空高度限制较宽松地区
	伸缩式			主梁可通过一套驱动机构进行伸缩，作业时，主梁向海侧伸出；非工作时，主梁收缩至陆侧。该形式适用于净空高度限制要求较严地区

续表

形式		示意图	特点
按净空高度限制划分	鹅颈式		前大梁做成可折弯的形式，仰起时呈弯折状，酷似鹅颈，适用于有一定净空高度限制地区
按小车形式划分	载重式		小车驱动机构及起升机构均布置在小车上，并在小车上布置机房。这种形式钢丝绳用量最少，吊具易于对箱。但小车自重、岸桥自重、轮压都较大，对码头承载能力要求较高
	自行式		小车驱动机构布置在小车上，起升机构布置于机房内，自重比载重式小车轻，但小车运行加速度受到打滑条件限制
	牵引式		小车驱动机构及起升机构均布置在机房内部，小车运行及起升动作分别由各自钢丝绳缠绕系统实现。这种形式的小车车身结构非常简单，极大程度地减少了小车重量和轮压，应用较为广泛

续表

形　　式			示　意　图	特　　点
按作业模式划分	单小车			整个装卸循环由一部小车完成，是目前最为普遍的形式。但随着集装箱船大型化、起升高度不断增高，一部小车既要装卸高位箱，又要兼顾地面卡车，增加了操作难度，影响效率的提高
	双小车			整个装卸循环由主小车和门架小车在中转平台处接力完成。可以有效解决高、低位作业，提高作业效率，并能够实现半自动化、自动化作业
	双 40ft	分离式上架		整个装卸循环可由 1 套起升机构及 1 个分离式上架起吊 2 个吊具，达到同时装卸 2 个双 40ft 集装箱的功能，很大程度地提高了作业效率。一般仅适用于装卸空箱
		双起升		能够同时装卸 2 个 40ft 集装箱，提高了作业效率。与分离式上架岸桥相比，双起升岸桥由于配备 2 套起升机构及 2 个普通上架，可分开独立作业，灵活性及操作性均优于前者，可适应各种船型和起重量
	双 40ft 双小车			集合了双小车、双起升的特点，达到效率最优，可实现半自动化、自动化作业

表 6-3　岸桥主参数推荐值

装卸船型	额定起重量/t	前伸距/m	轨距/m	轨上起升高度/m	主起升速度/(m/min)	小车速度/(m/min)
内河型岸桥	30.5～41	20～30	10～16	10～25	30～45(满载)/60～90(空载)	90～120
巴拿马型船	41～50	30～40	16～25	20～28	40～60(满载)/80～120(空载)	120～180
超巴拿马型船	50～65	40～65	25～31	35～45	70～90(满载)/140～180(空载)	200～240
3E 级超大型船	65～100	68～73	30～35	48～53	90(满载)/180(空载)	240 以上

注：以上信息来源于上海振华重工(集团)股份有限公司(ZPMC)。

6.2.2　工作条件和一般规定

1. 工作环境

岸桥是在码头工作的起重机，工作环境恶劣，而且随地域不同，会有很大差别。不同工作环境会影响岸桥的设计，如温度、风速、地震等。因此，在设计岸桥时，必须考虑岸桥的工作环境。

常规岸桥的工作温度范围为－20～50℃。在这个温度范围内工作的起重机，一般不需要特别考虑材料、润滑脂等的选择。超出这个温度范围，如低于－20℃时，结构钢材、润滑脂、润滑油等都需要特殊考虑。另外，严寒地区往往伴随着冰雪环境，暴露在外的薄壁部件还需考虑冰雪载荷的影响，同时，走道还应进行防滑设计。由于岸桥在码头工作，环境湿度大，一般大于等于 99%，盐雾度比较高，为了保证岸桥的正常工作，电气柜内需要加加热器，以保持其内干燥。同时，对在盐度高的地域工作的岸桥应进行特殊的防腐设计，比如小螺栓材质需用不锈钢 316 等。

在众多的环境因素中，风速是影响岸桥设计最大的因素。岸桥的工作环境一般都处于空旷的海边，无遮挡，风力很高，而岸桥迎风面积大，风载荷作用点高，考虑不当会产生严重后果。因为风的原因导致的事故有很多，所以在岸桥设计中，风是需要着重考虑的设计因素。在岸桥设计中，风分为工作状态风和非工作状态风。通常，在采购合同中，用户会提出工作状态最大风速和非工作状态风速的要求，岸桥需根据用户提供的风速进行设计。

1）工作状态风载荷的计算

当风向与构件表面垂直时，对于大多数整体和局部的结构，以及起重机结构中的单根构件，风载荷的大小按下式进行计算：

$$P = CpA$$

式中：P——作用在起重机上的风载荷，N；

C——风力系数；

p——计算风压，MPa；

A——起重机构件垂直于风向的实体迎风面积，m^2。

工作风压是指岸桥在进行装卸工作时允许的最大风速情况下的风压。在风沿最不利的方向时和相应的载荷组合下，岸桥应能安全地工作。工作状态下的风载荷通常不考虑高度变化对风速的影响，风压可按下式进行计算：

$$p = 0.625v^2$$

式中：v——最大工作风速，m/s。

结构上总的风载荷为其各组成部分上的风载荷之和。

风力系数的大小与岸桥上结构形式有关。单片结构风力系数的选择与结构的长细比和高厚比有关系，多片结构还应考虑结构间的间隔比和挡风系数等因素。关于长细比等的定义和风力系数的选择，请参考相应规范，如 GB/T 3811　2008 等。当风向与结构表面呈一定角度时，需考虑角度对风载荷的影响。

也可使用由风洞试验或者实物模型试验

获得的风力系数。

2）非工作状态风载荷的计算

非工作状态风载荷的计算中用风压高度变化系数 K_h 来计及受风部位离地高度的影响。其作用时应保证岸桥不被风吹翻或在轨道上滑移。此时有两种情况需考虑：非锚定状态和锚定状态。在非锚定状态下，为了保证岸桥不被风吹跑，通常要求岸桥大车高速制动器和夹轮器（也可用夹轨器或顶轨器等）要有一定的抗风能力，要求高速制动器和夹轮器联合动作时能保证岸桥在 35m/s 风速下不沿轨道滑移。锚定状态抵抗的是暴风，需保证岸桥在暴风情况下不会滑移或倾覆。锚定风速的大小各规范都有规定。在锚定状态下，大梁一般是仰到约 80°，同时需将大梁锚定或安全钩销住；有的码头情况特殊，在特殊设计情况下也可以考虑将大梁水平锚定或大梁小于 80°锚定。暴风情况下，大车锚定销也要锚住，以承受暴风产生的水平力。若在暴风中会倾覆的岸桥需同时配备防风拉索装置，锚定状态应同时系固防风拉索（但不应张得太紧），防止岸桥在暴风中倾覆。锚定力和防风拉索力的大小不能超过码头的承受能力。另外，码头在设计时需根据当地风速和准备采购的岸桥机型大小考虑锚定坑和防风拉索坑的承载能力。

2. 轮压及稳定性

轮压和稳定性的计算一般需要考虑无风工作、有风工作和特殊载荷三种工况，每种工况又根据不同的载荷组合和系数分为几种小工况。轮压和稳定性计算需要考虑的载荷一般包括 DL、TL、LS、LL、OWL、LATG、LATT、STL、COLL、SWL 等，特殊情况还要考虑地震载荷。各种工况按最恶劣的情况进行组合并乘一定的系数进行核算。另外，GB/T 3811—2008 在稳定性计算中还要求增加卸荷工况的计算。

各载荷含义如下：

(1) DL ——除去活动载荷部分的岸桥自重；

(2) TL ——小车重量；

(3) LS——吊重系统重量，一般包括吊具上架和吊具；

(4) LL——吊载重量；

(5) OWL——工作状态风载荷；

(6) LATG——大车惯性载荷；

(7) LATT——小车惯性载荷；

(8) STL——电机堵转载荷；

(9) COLL——大车或小车碰撞载荷；

(10) SWL——暴风状态风载荷。

总的来说，轮压计算是保证岸桥在各种工作和非工作状态下，轮压不超过码头的许用轮压；稳定性计算是保证岸桥在各种工作和非工作状态下保持稳定，不会发生倾覆。不同规范对载荷组合和系数的规定不尽相同，有些用户甚至在标书中对轮压和稳定性计算载荷组合和系数进行了详细的规定。每个项目需根据标书和相关规范进行轮压和稳定性计算。

3. 抗地震

集装箱码头一般坐落在沿海地带，很多与大陆板块边缘重合，属地震多发地带。在这些地带工作的岸桥应考虑地震因素的影响，需进行特殊的抗震设计。目前还没有专门针对起重机的抗震规范、起重机抗震设计都是参考建筑抗震规范进行的。

建筑上，抗震设防三水准，概括起来为“小震不坏，中震可修，大震不倒”，见表 6-4，表中的超越概率是指 50 年内发生这种地震的概率。

表 6-4 抗震设防三水准

地震等级	超越概率/%	回归周期/年	允许的结构破坏程度
Ⅰ. 多遇烈度（小震）	63.2	50	无结构破坏
Ⅱ. 基本烈度（中震）	10	475	允许受限制的非弹性变形和破坏
Ⅲ. 罕遇烈度（大震）	2～3	2000	不倒塌

从设备的经济性和风险角度考虑，用户和设计者需要考虑结构的用途、寿命、设计、制作及维护成本，制定出合适的设计方案。岸桥结构由于其寿命一般在20～30年，考虑三种水平发生的概率，一般只针对第Ⅰ和第Ⅱ水平的地震进行设计校核。

地震情况下的最常用的载荷组合为

$$DL + TL + LS + EQS$$

式中：EQS——非工作状态下的地震载荷。

目前常用的岸桥抗震设计方法有：弹性抬腿设计法、塑性框架设计法、振型分解反应谱法和时间历程分析法。每种方法有专门的文献论述，此处不再介绍。

4. 降噪声

随着岸桥大型化、高效化的发展，其产生的噪声逐渐增大，然而随着环保要求的提高，集装箱码头对岸桥的总体噪声水平提出了越来越高的要求。因此，需要采取合理、有效和经济的降噪措施，降低岸桥的总体噪声水平。

岸桥噪声指标通常分为对周边环境的影响及对操作人员的影响两种。前者可用岸桥的声功率或者测量机器房外一定距离处的声压级来衡量。因岸桥体积庞大，声功率测量不便，一般采用声压级来衡量。后者主要用司机室、电气控制室等操作、维修人员长时间停留的房间内的噪声级来衡量。由于岸桥装卸船作业时产生的噪声为非稳定连续噪声，因此通常采用时间平均A声级(或称等效连续A声压级)表示。

1) 岸桥噪声主要来源

(1) 小车轮轨产生的噪声：因小车运动而产生的噪声，包括小车轨道和车轮因行驶产生的噪声、金属结构(特别是前后大梁)因振动产生的噪声、小车架振动产生的噪声、电缆拖令或拖链系统运行产生的噪声等。

(2) 机器房产生的噪声：机器房内各机构运行产生的噪声，包括电动机电磁噪声、电动机强制冷却风机的噪声、减速箱噪声、变压器等产生的噪声、机房风机噪声、电气房内的电控柜噪声、空调噪声等，也包括因机构振动引起机房底架及机房墙壁等振动而产生的噪声。

(3) 吊具着箱及集装箱放于集卡上时产生的撞击噪声。

(4) 大车运行机构运行时产生的噪声。

(5) 其他噪声：如高压电缆卷盘、倾转机构、液压站等发出的噪声。这些噪声不是连续发出，且比较小。

通过噪声分析及声源定位等措施，可以对岸桥噪声的发声机理及声源特性进行系统地分析，从而有针对性地采取措施降噪。

2) 通常采用的主要降噪方法

(1) 在声源处抑制噪声。在噪声源处降低噪声是噪声控制的最有效、最根本的方法，主要包括选择低噪声设备(如低噪声电动机、低噪声冷却风机)、提高机械零部件的加工和装配精度、尽量避免共振发生、适当提高机械结构动刚度等。

(2) 控制噪声的传播。这是噪声控制中的普遍技术。按传播方式分类，机械设备运转时产生的噪声分为空气声和固体声两种。前者可采取隔声、吸声、消声等措施，后者可采取隔振、减振等措施。具体措施有：

① 隔声：利用一些具有一定质量的坚实的材料和结构，隔离声传播通路以降低噪声。例如司机室板壁采用隔声效果好的材料和结构，改善司机室门窗的密封性能以增强隔声能力，空压机、柴油机采用隔声罩等。

② 吸声：利用可以吸收声能的材料和结构，在噪声传播途径中吸收一部分声能，以降低声音的反射，使混响声减小，从而降低室内噪声。吸声措施主要适用于空气声，如机器房内壁或者机房底架常采用玻璃棉加矿棉等吸音材料和多孔吸声板结构。

③ 消声：既允许气流顺利通过，又能有效阻止或减弱声能向外传播。例如在机器房的各开口处(如风机通风口、出绳口、地窗口等)安装消声器，在满足岸桥使用功能的前提下，减少机器房内噪声向外泄漏。

④ 隔振和减振：噪声除了通过空气传播外，还能通过金属结构、墙等固体传播，降低固体声的基本措施是隔振和减振。如在司机室与小车架之间装设适当的弹性元件和阻尼元件，以降低司机室结构的振动和伴之而产生的

二次噪声，可有效降低司机室内的噪声；通过在岸桥大梁钢板内部粘贴阻尼板的方法，利用阻尼减振的原理，减少大梁钢板因小车运行产生激振引起的声辐射。此外，在机构电动机和减速器下面设置减振底座，可有效地减少机构工作时传给机房底架的激振力，减小通过机房底架甚至机房围棚辐射的噪声。

通常需综合利用以上降噪方法，才能取得更好的减噪效果。

6.2.3 金属结构

金属结构是整个岸桥的骨架，包括主梁、铰点、拉杆系统和门架系统等。主梁是小车运行的通道，包括前大梁和后大梁。前、后大梁通过铰点连接，以实现前大梁的俯仰动作。其他部分用于支承前、后大梁。详见以下介绍。

1. 主梁

就总体结构而言，主梁主要有桁架式、板梁式、双箱梁式、单箱梁式和桁构式等几种形式。

图 6-2(a)、(b)所示为典型的桁架式主梁。三角形桁架(见图 6-2(a))多用于小型岸桥。随着近来岸桥主参数(外伸距、起升高度、起重量)的迅速提高，很多原老码头用户又重新考虑采用桁架梁(见图 6-2(b))或板梁(见图 6-2(c))来满足老码头的承载能力。对新码头或者承载能力较大的码头，双箱梁式主梁(见图 6-2(d))由于其先天优越性而得到广泛应用。双箱梁的主要特点有大梁铰点中心距大、梁面总宽约为 9m、大车方向的侧向刚性好，尤其适用于大前伸距岸桥。单箱梁式主梁(见图 6-2(e)、(f))由于刚度、空间等原因用得不是很多。

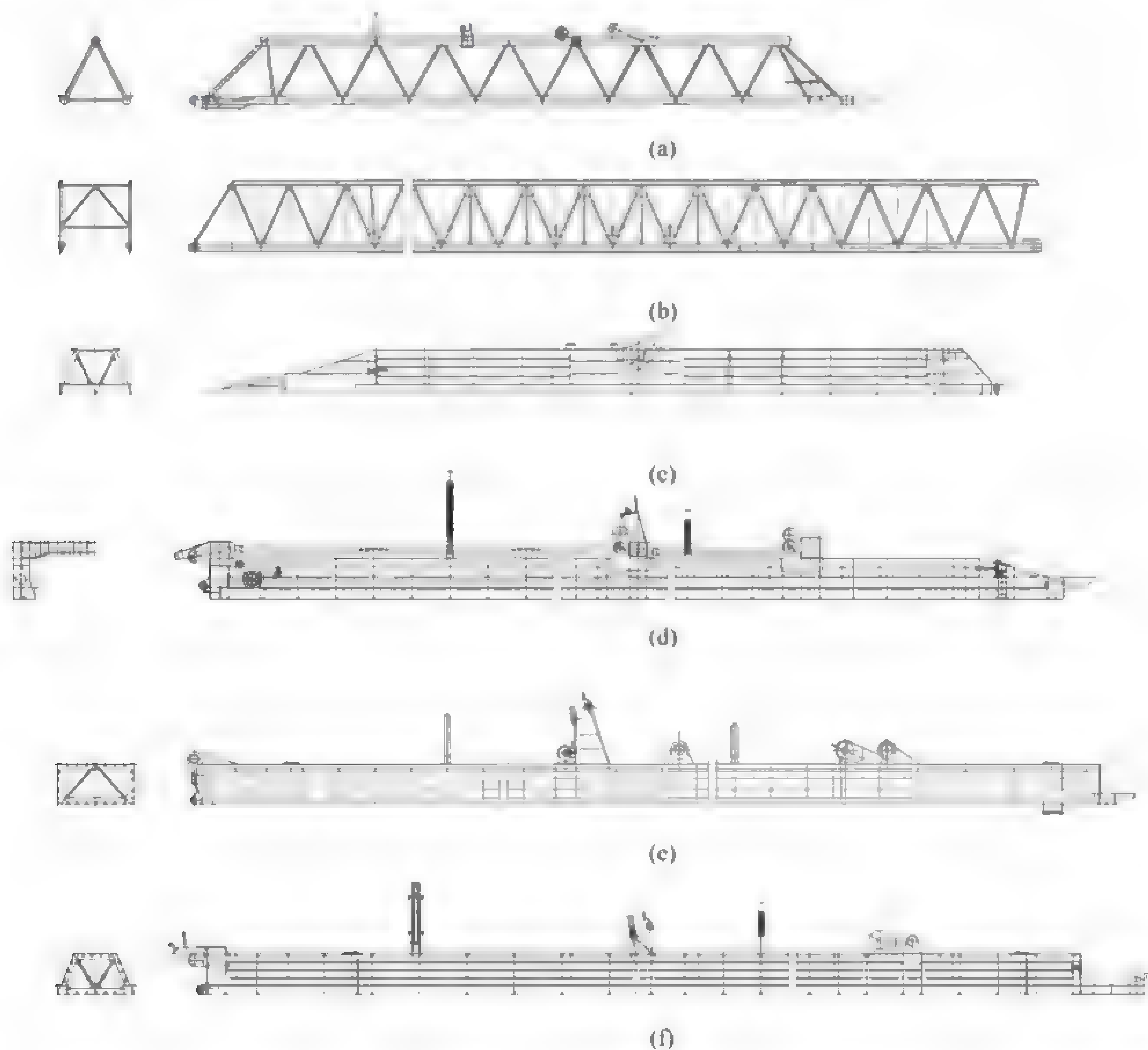


图 6-2 主梁结构形式

2. **大梁铰点**

前后大梁的连接铰点分单铰点和双铰点两种。

1）单铰点

单铰点是指前后大梁铰接只有一个铰点，典型单铰点如图 6-3 所示。该铰点既是工作铰点(越接近轨道面越好)又是非工作铰点。在前大梁俯仰过程中为防止前后大梁承轨梁和轨道在铰点处的干涉，其轨道在接头处势必保留较大的间隙。小车在运行经过该铰点时，为防止冲击，要特别设计轨道的接头形式。

与双铰点相比，单铰点维修较为困难。一旦铰点处的轴承或轴需要维修更换，需要采用特别的手段，将前大梁作用力释放(垂直和水平方向)，才能进行修理。

2）双铰点

双铰点是指前后大梁在两个不同高度处布置有相互独立的铰点，根据其位置的高低，分别称为上铰点和下铰点，典型双铰点如图 6-4 所示。下铰点的布置高度非常接近轨道面，上铰点的高度则远离轨道接头。大梁水平工况时，下铰点受力。由于该铰点位置非常接近轨面高度，工作中大梁绕下铰点的变位小，导致轨道接头处变动量小，因此，轨道接头间隙小，小车轨道连接缝平滑，冲击小。上铰点在大梁仰起时使用(大梁仰起后垂直力和水平

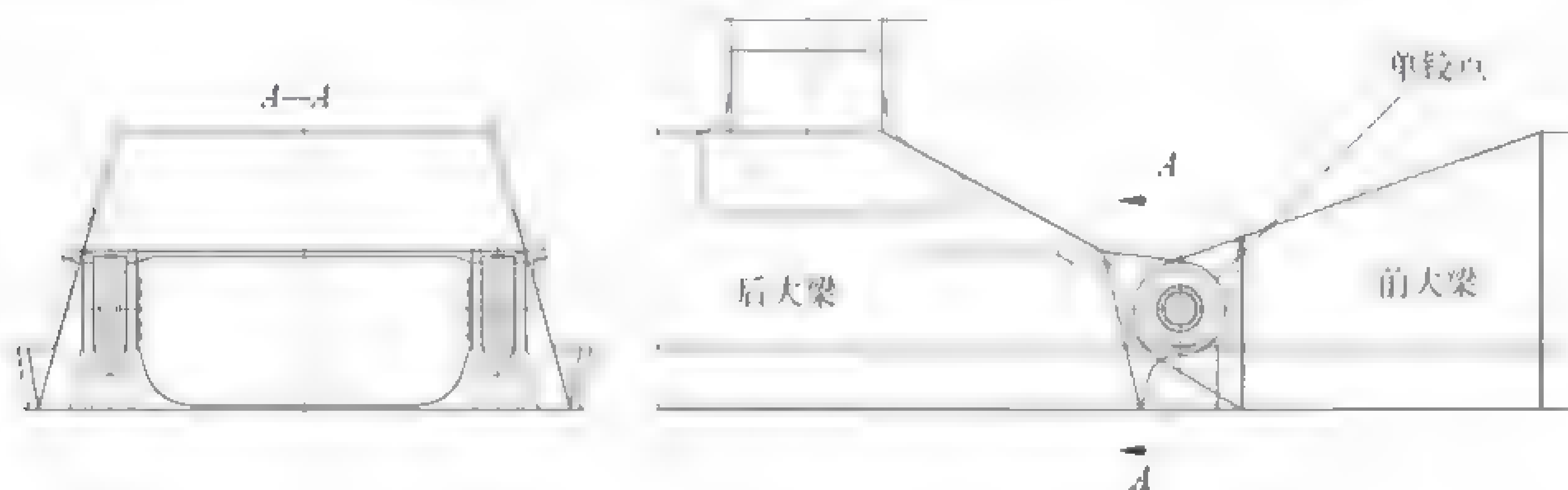


图 6-3　单铰点典型示意图

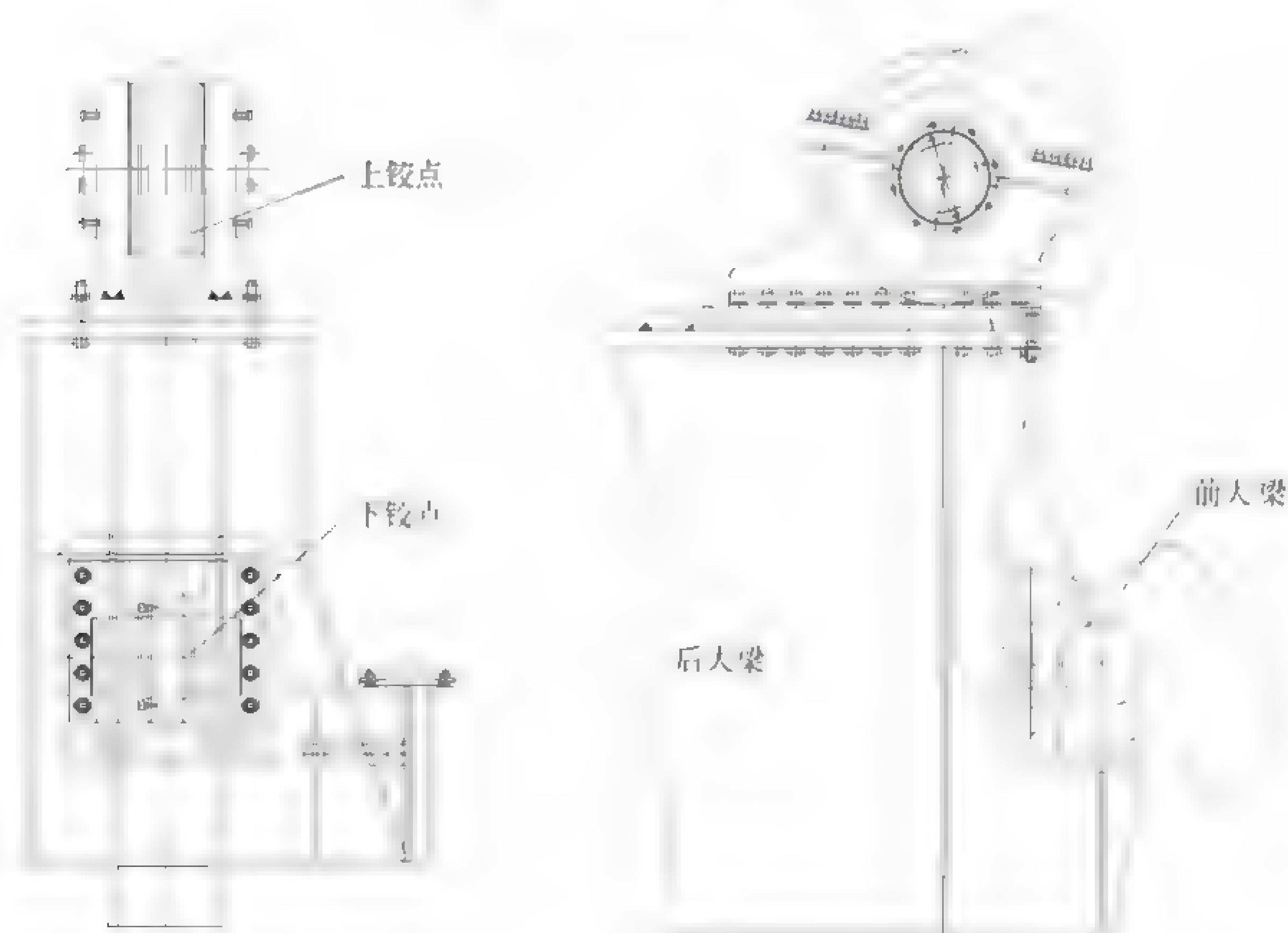


图 6-4　双铰点典型示意图

力全由该铰点承受），由于上铰点远离轨道面，所以变幅时前大梁上的轨道接头不会与结构和后大梁轨道干涉。

另外，由于上、下铰点功能明确，所以双铰点的维修相对方便。一旦上铰点处的轴承或轴需要维修更换，则将大梁置于水平即可维修；若下铰点的轴要维修，则将大梁仰起即可。所有维修不需要大的辅助设备。

应该指出，双铰点虽有其优点，但由于工作和非工作状态中，上下两个铰点的垂直力和水平力相互转移，在转移过程中，铰点易磨损。下铰点的磨损会使轨道面（前后大梁的轨道面）不平，因此需对下铰点经常润滑，并注意观察，必要时需要调整。

3. 拉杆

岸桥有前、后拉杆之分。前拉杆为适应前大梁的俯仰，是铰接可折叠的。前伸距较大的岸桥通常会设 2 排前拉杆。前拉杆多为单板或 H 形结构，也有采用箱形结构的，图 6-5(a)所示为箱形结构拉杆，图 6-5(b)所示为 H 形结构拉杆。

后拉杆为固定的，形式有管结构、箱形结构、H 形结构、单板结构和桥梁钢缆结构。

4. 门架系统

岸桥的门架系统有 A 形、H 形和 AH 形 3 种结构形式，早期门架结构形式多为 A 形，随后又出现 H 形门架和 AH 形门架。各门架形式如图 6-6 所示。

图 6-6(a)所示为典型的 A 形门架系统，结构紧凑。其特点是海侧门框向陆侧门框倾斜，因而使前后大梁铰点可缩到码头岸线以内，可防止与船舶上层建筑相碰。在起重量不大的小轨距岸桥中，A 形门架系统是比较适用的。

图 6-6(b)所示为典型的 H 形门架系统。门架结构受轨距大小变化影响不大，其特点是海侧门框垂直。H 形门架多用于海侧轨道与码头前沿的距离足够大的码头。

图 6-6(c)所示为典型的 AH 形门架系统。AH 形门架是在 H 形门架的基础上，吸收了 A 形门架可防止大梁铰点与船舶上层建筑相碰的优点。虽然它和 H 形门架相比，制造工艺相对复杂些，但由于集装箱船日益大型化，而用户又不愿加大海侧轨道与码头前沿的距离，因此 AH 形门架得到广泛使用。

其他几种均是在这 3 种的基础上演变而来的。图 6-6(d)所示门架一般用于后伸距较大、机器房布置在陆侧轨道后侧的情况。通过陆侧门框向后斜度的变化，减小后大梁承受的外力矩，又可减少后拉杆。其缺点是制造复杂，电梯及梯子平台布置困难较大。图 6-6(e)和图 6-6(f)所示门架一般用于轨距较大、起升高

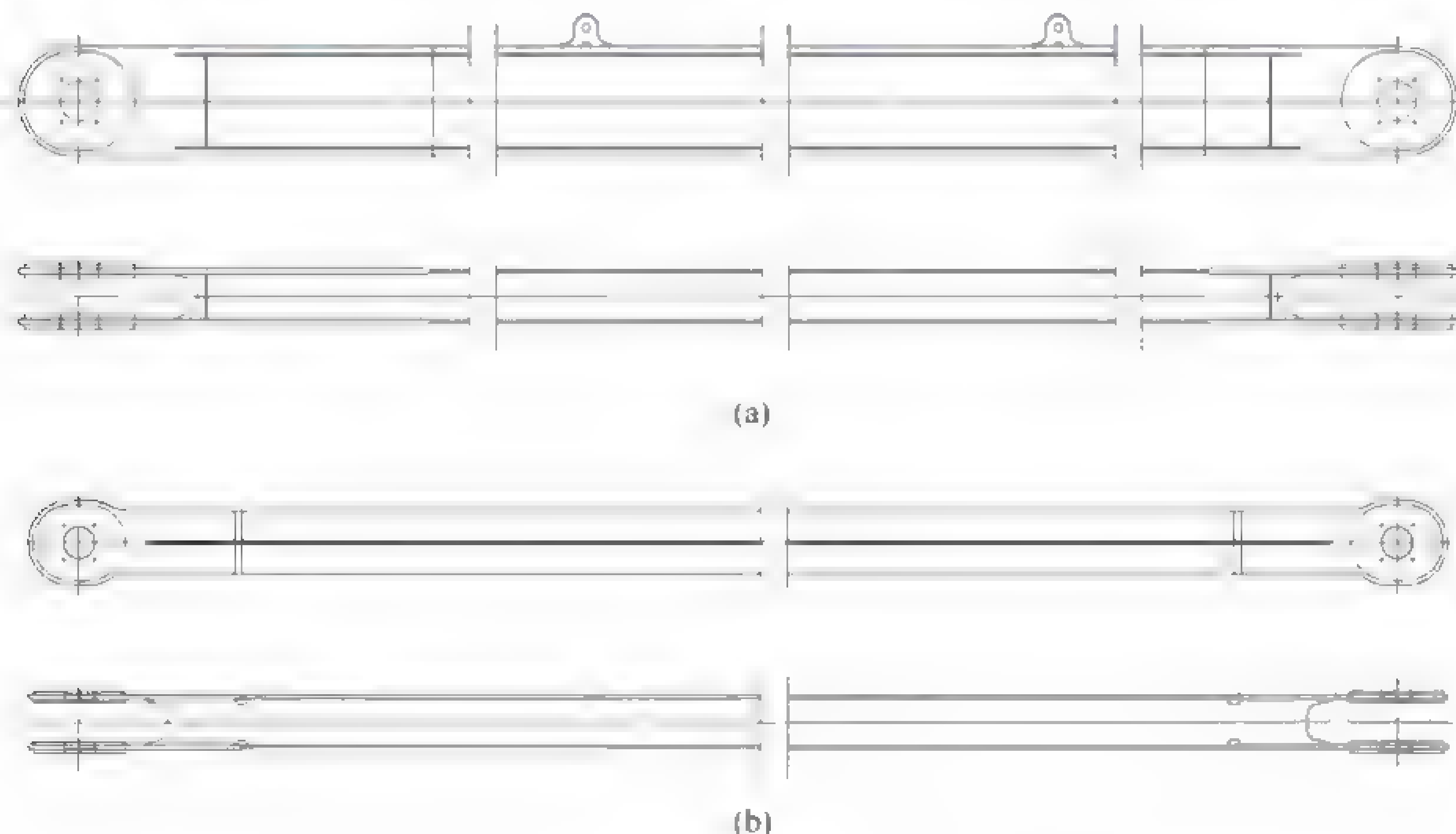


图 6-5 拉杆结构

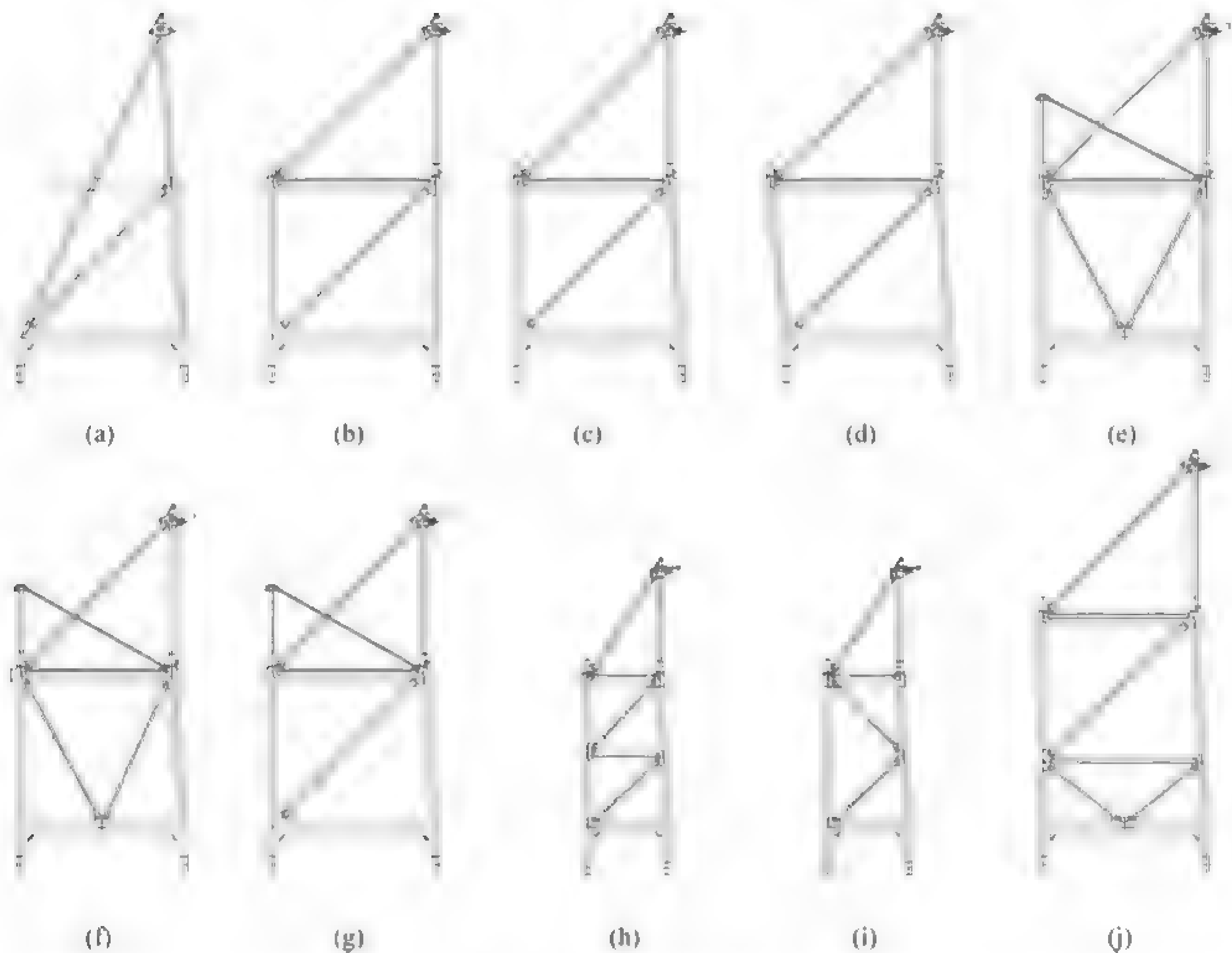


图 6-6　门架系统结构形式

度较大的机型。这样处理，可使门框的斜撑缩短，长细比减小，提高斜撑抗风振的能力。图 6-6(g)所示门架一般用于需要将机房布置在靠近中部的机型上。这种形式的门架整机稳定性较好，缺点是安装比较复杂。图 6-6(h)、(i)所示门架一般用于轨距较小、起升高度大的机型。它通过多个斜撑杆布置的处理，加强门框的刚性，避免了用单斜撑布置(见图 6-6(c))时斜撑杆与水平线夹角过大的问题。图 6-6(j)所示门架形式目前在起升高度大的大型岸桥上广泛使用。它通过下部的 V 字形桁架，既增加了门架的刚度，又大大缩短了斜撑杆的长度。

5. 钢材

钢材选择对起重机主体结构的制造、性能及使用寿命都有着至关重要的影响。对岸桥来说，一般受力部位可采用符合 GB/T 700—2006 的 Q235 钢。主要受力杆件如主结构箱体的翼缘板和腹板、拉杆等应选用符合 GB/T 1591 2008 的 Q345 钢或国际采购中通常要求的 ASTM A709M 345 级钢，机械性能见表 6-5 及表 6-6。

表 6-5　Q345 钢板机械性能

板厚 /mm	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	延伸率 /%
≤16	≥345	470～630	≥21
16～35	≥325		
35～50	≥295		
50～100	≥275		

表 6-6　ASTM A709M 345 级钢板机械性能

板厚 /mm	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	延伸率 /%
≤100	≥345	≥450	≥21
100～200	≥315	≥450	≥18

近年来，随着岸桥大型化趋势，为了控制板厚，确保钢板性能及控制整机重量，高强度钢板也被引入到岸桥的结构设计中，用于局部应力较大部位，常选用 ASTM A709M 485 级或者同

等强度高强钢板,机械性能见表6 7。

表6-7 ASTM A709M 485级钢板机械性能

板厚 /mm	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	延伸率 /%
≤100	≥485	585～760	≥18

6. 结构计算

在金属结构设计中,正确描述其所受载荷及其组合,是保证计算结果符合实际和便于优化的关键。一般将岸桥在大梁水平、小车和起升机构可以带载动作的状态称为岸桥的工作状态,而将大梁仰起(一般80°)、小车和起升不可动作(或小车只可慢速动作、起升慢速空吊具动作)的状态称为岸桥的非工作状态。岸桥的计算载荷及其定义通常可按中国起重机设计规范GB/T 3811—2008或欧洲起重机械设计规范FEM标准来确定。

结构计算中要考虑的载荷与轮压和稳定性中差不多,但更详细,组合数也更多,主要有DL、TL、LS、LL、LLE、IMP、LATT、LATG、SKT、SKG、OWL、STL、SN、COLL、EQO、EQS、SWL等,其含义如下:

(1) DL、TL、LS、LL、LATT、LATG、OWL、STL、COLL、EQS、SWL——同6.2.2节;

(2) LLE——起升偏心载荷;

(3) IMP——冲击载荷;

(4) SKT——小车偏斜载荷;

(5) SKG——大车偏斜载荷;

(6) SN——挂舱载荷;

(7) EQO——工作状态地震载荷。

对各种不同载荷,应根据岸桥的实际工作情况,考虑各个不同工况下最不利的因素进行载荷组合。结构需在这些组合下不产生屈服或破坏。

另外,根据码头自身作业情况,有的用户要求大梁仰起时小车和起升机构可带载工作;有的要求将大梁在某一角度(30°～45°)时作为锚定(停机)状态,而将大梁在80°时作为维修状态。诸如此类特殊情况在载荷组合时应考虑进去。

6.2.4 主要机构

岸桥主要有四大机构,分别为起升机构、俯仰机构、小车运行机构和大车运行机构,以及相关的缠绕系统。

1. 起升机构

实现集装箱垂直升降运动的工作机构称为起升机构,它是起重机中最基本也是最重要的机构。

至今运用最为广泛的典型形式如图6-7所示,因其结构紧凑,占地空间小,被广大用户普遍接受并认可。下面逐一介绍起升机构的各个组成部分。

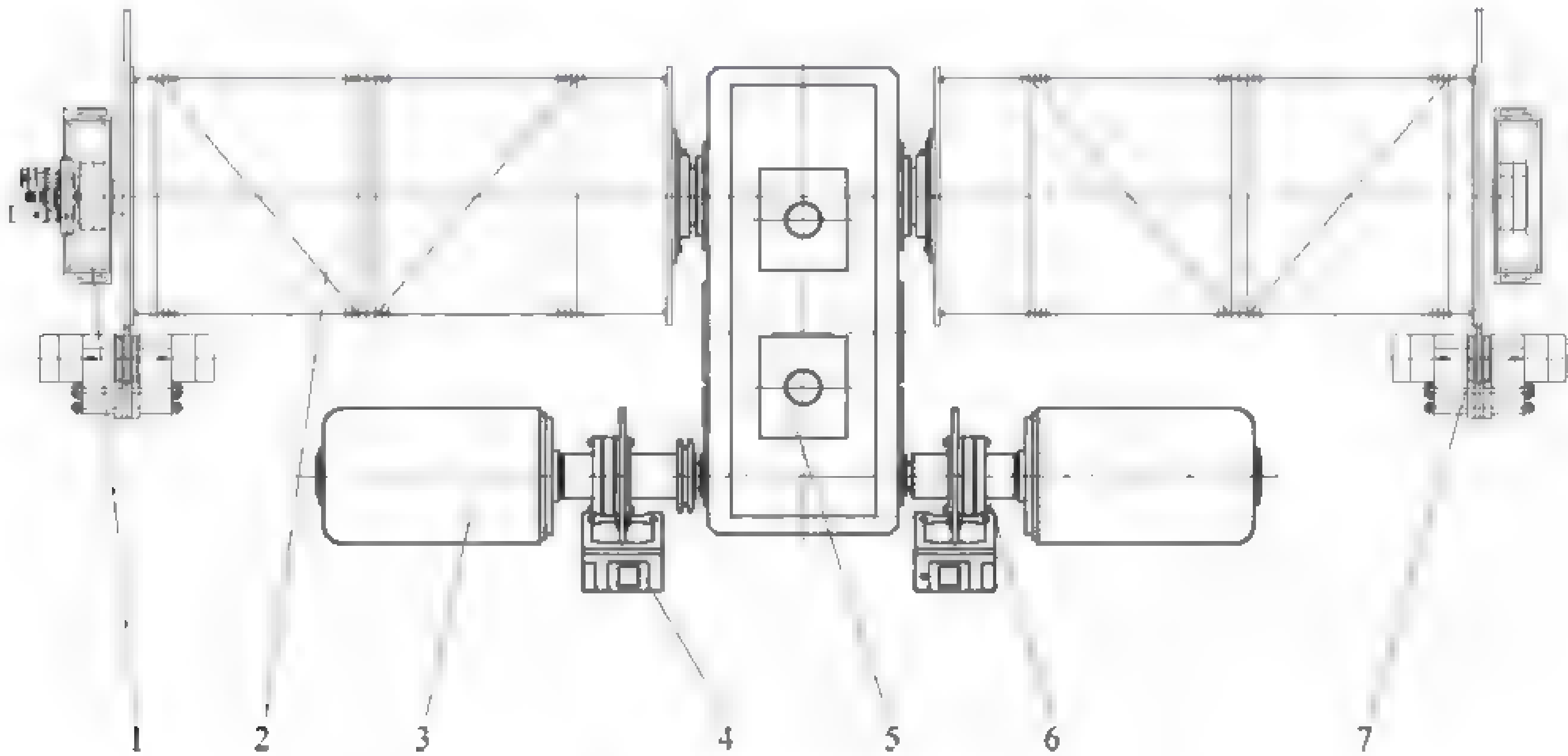


图6 7 起升机构布置形式

1—辅助装置;2—卷筒;3—电动机;4,7—制动器;5—减速箱;6—联轴器

(1) 辅助装置：包括超速开关、凸轮限位、编码器电气保护装置，确保机构的安全可靠运行。

(2) 卷筒：卷筒是卷绕钢丝绳的载体。起升机构一般用单层缠绕，其容绳量(即绕绳圈数)是根据起升高度确定的，除了用于升降作业的有效圈数，还要考虑夹绳圈、安全圈以及空圈，一般合计不超过6圈。

(3) 电动机：通常用2个变频电动机作为驱动主体，以适应于不同工况下的频繁变速。电动机功率的大小根据起升载荷、起升速度、加速度及机构效率而定，通常初选型号按表6-8确定，同时电动机还必须进行发热和过载校核。

(4) 高速端制动器：通常在左、右电动机侧各布置一个电动推杆盘式制动器，其应有自动补偿装置，并备有手动释放装置，动作响应应迅速，滞后时间0.2～0.4s。选型的原则为在保证足够的安全性能条件下，制动力矩不可过大，否则会导致系统零部件在制动时承受过大的冲击载荷，增加零部件失效和故障的概率，通常总的安全系数 k_1 参考表6-9选用。

(5) 减速器：起升机构通常采用卧式减速器，平行轴、水平剖分、底脚安装，箱体为钢板焊接结构，齿轮全部为渗碳淬火硬齿面并磨齿，要有良好的润滑和散热条件，齿轮的精度等级不能低于ISO7级(即AGMA10)。

(6) 联轴器：高速端(即电动机驱动端)普遍采用梅花形弹性联轴器，低速端(即卷筒端)则常用齿形联轴器。联轴器的选型计算根据实际外载而定，其安全系数通常不能小于2。

(7) 低速端制动器：也称为应急制动器，使用液压驱动释放，其安全系数 k_2 参考表6-9选用。

(8) 起升缠绕系统

最常用的起升缠绕系统如图6-8所示，钢丝绳从起升机构卷筒端出绳，经过尾部挂舱倾转装置，绕到运行小车上的滑轮组，经上架返回小车，再绕至前大梁头部的固定端。机构驱动钢丝绳作直线运动，从而实现集装箱的上升、下降动作。



图6-8 起升缠绕系统

2. 俯仰机构

使前大梁绕铰点作转动，实现前大梁的俯仰动作。常规大梁的俯仰幅度是0°～80°。最常见的俯仰机构布置形式如图6-9所示。

(1) 辅助装置：包括超速开关、编码器等电气保护装置。

(2) 制动保护装置：高速端和低速端各有一套制动装置，都为常闭式，制动器的形式、功能、要求基本同起升机构，其安全系数 k_1 参考表6-10选用。

表6-8 起升电动机功率初选

起升电动机功率 P/kW	$P=\frac{Qv}{\eta C_{pm} n}$	Q——起升额定载荷；v——起升额定速度； η——机构效率；C_{pm}——经验系数，一般取1.25； n——电动机数量

表6-9 起升制动器选择

高速制动器	$k_1=\frac{M_{Z高}}{M_{j高}}\geqslant 2.5$	$M_{Z高}$——制动器总的制动力矩(静态制动力矩)； $M_{j高}$——起升载荷折算到高速轴上的静力矩(须考虑系统效率)
低速制动器(应急制动器)	$k_1=\frac{M_{Z低}}{M_{j低}}\geqslant 1.5$	$M_{Z低}$——低速制动器总的制动力矩； $M_{j低}$——起升载荷折算到低速轴上的静力矩(须考虑系统效率)

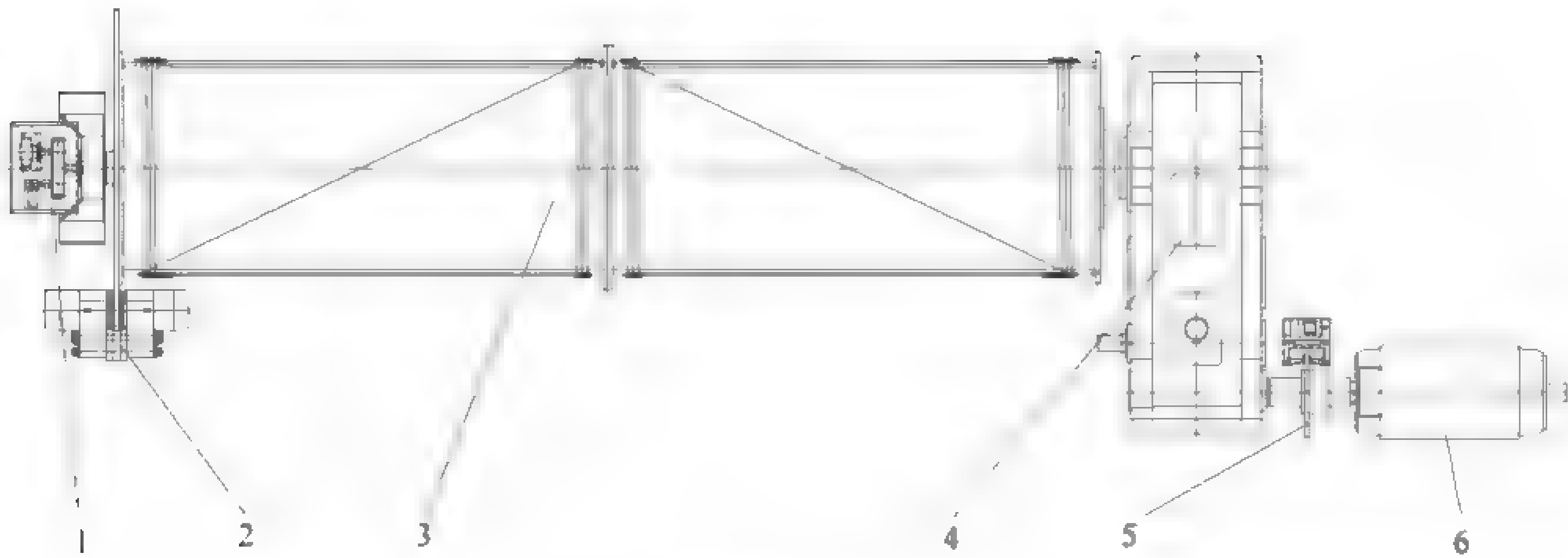


图 6-9 俯仰机构布置形式
1—辅助装置；2—制动保护装置；3—卷筒；4—减速器；5—联轴器；6—电动机

表 6-10 俯仰制动器选择

高速制动器	$k_1 \frac{M_{Z高}}{M_{J高}} \geqslant 2.5$	$M_{Z高}$——高速制动器制动力矩(静态制动力矩)； $M_{J高}$——外载的额定静力转换到高速轴上的静力矩(须考虑系统效率)
低速制动器(应急制动器)	$k_1 = \frac{M_{Z低}}{M_{J低}} \geqslant 1.7$	$M_{Z低}$——低速制动器制动力矩； $M_{J低}$——外载的额定静力矩转换到低速轴上的静力矩(须考虑系统效率)

(3) 卷筒：俯仰机构卷筒的卷绕形式有单层和多层两种，随着岸桥越来越往大型化发展，单层缠绕已不能满足钢丝绳偏角角度要求(常规 $\alpha \leqslant 2.5°$)，多层缠绕使用逐渐广泛。

(4) 减速器：使用平行轴减速器，齿轮的精度等级不能低于 ISO7 级(即 AGMA10)。

(5) 联轴器：高速端普遍采用梅花形弹性联轴器，低速端则普遍用齿形联轴器，联轴器的选型计算根据实际外载而定。其安全系数通常不能小于 2。

(6) 电动机：变频电动机驱动，电动机功率由钢丝绳的拉力以及钢丝绳的线速度确定，见表 6-11，此外也须校核电动机的过载能力和热功率。

(7) 俯仰缠绕方式

典型的俯仰缠绕方式如图 6-10 所示。钢丝绳的缠绕倍率根据实际情况而定，通常选用 2+8 或 2+10 两种形式。图中为 2+10 倍率缠绕形式。

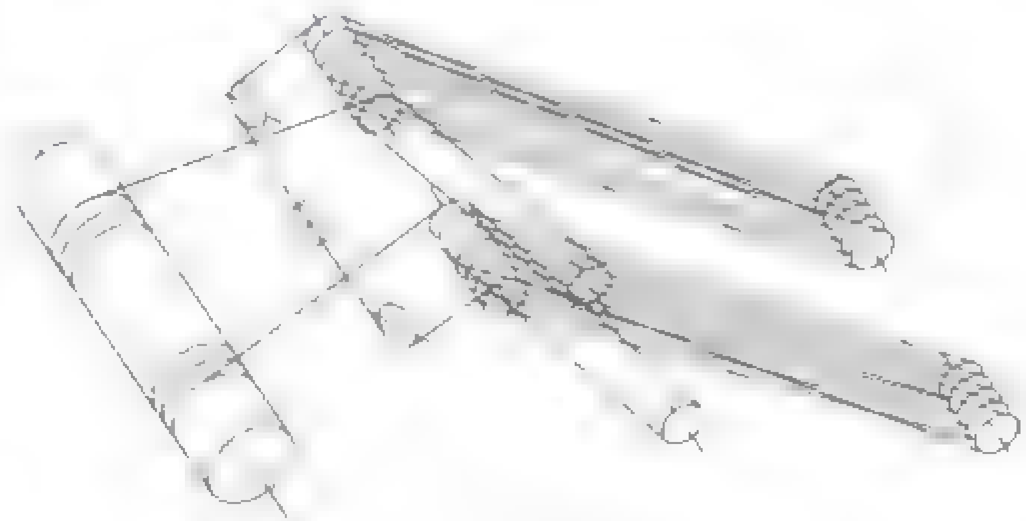


图 6-10 俯仰缠绕方式

3. 小车运行机构

通过小车的水平行走实现集装箱水平运动的机构称为小车运行机构。以双箱梁岸桥为例，小车驱动最典型的两种形式为：钢丝绳牵引式和自行式。根据驱动形式不同，小车布置形式也有所不同，如表 6-12 所示。

表 6-11 俯仰电机功率初选

俯仰电动机功率 P/kW	$P = \frac{F_R v_R}{\eta}$	F_R——钢丝绳的拉力(由前大梁的自重决定)； v_R——钢丝绳的线速度(由俯仰时间决定)； η——系统效率

表 6-12　双箱梁岸桥小车典型布置形式

驱动形式		典型布置
钢丝绳牵引式驱动		起升滑轮、车轮、牵引滑轮、牵引钢丝绳
自行式驱动	两套驱动	起升滑轮、车轮、电动机、制动器、减速箱、联轴节、万向联轴节
	四套驱动	起升滑轮、车轮、电动机、制动器、减速箱、高速联轴节、低速联轴节

1）钢丝绳牵引式驱动

这是最常用的驱动形式，一套驱动机构和一组钢丝绳缠绕系统实现主小车的水平运行，钢丝绳牵引驱动布置在机房里，典型的布置形式如图6-11所示。

（1）电动机：采用变频电动机驱动，电机功率的大小通常根据小车的最大加速功率而定，如表6-13所示。同时还须校核电动机的发热，要求机构在连续工作条件下，电动机不超过其允许温升。

（2）制动保护装置：仅需在高速端上设置制动器，通常低速端上（即卷筒侧）不需再布置应急制动器。因为小车运行是水平运动，不属于位能性负载；从安全角度看，小车运行机构较起升和俯仰机构更为安全，而低速端的紧急制动器制动力矩大，制动盘速度慢、行程短，剧烈的能量释放会导致小车晃动明显，易引起操作司机不舒适感，所以目前小车驱动机构低速端都不设置低速制动器。通常高速端的制动器安全系数 k_1 参考表6-14选用。

（3）减速器：用于小车驱动机构的减速器普遍有平行轴和正交轴两种。平行轴使用更为广泛，而正交锥齿轮减速箱一般用于自驱动形式小车，齿轮的精度等级不能低于ISO7级（即AGMA10）。

（4）联轴器：高速端（即电机驱动端）的联轴器普遍采用梅花形弹性联轴器，低速联轴器（即卷筒端）则普遍用齿形联轴器。联轴器的选型计算根据实际外载而定，其安全系数通常不能小于1.5。

（5）卷筒：采用单层缠绕卷筒，其容绳量要保证小车可以安全运行至前后最大伸距。

（6）辅助装置：包括编码器等电气保护装置。

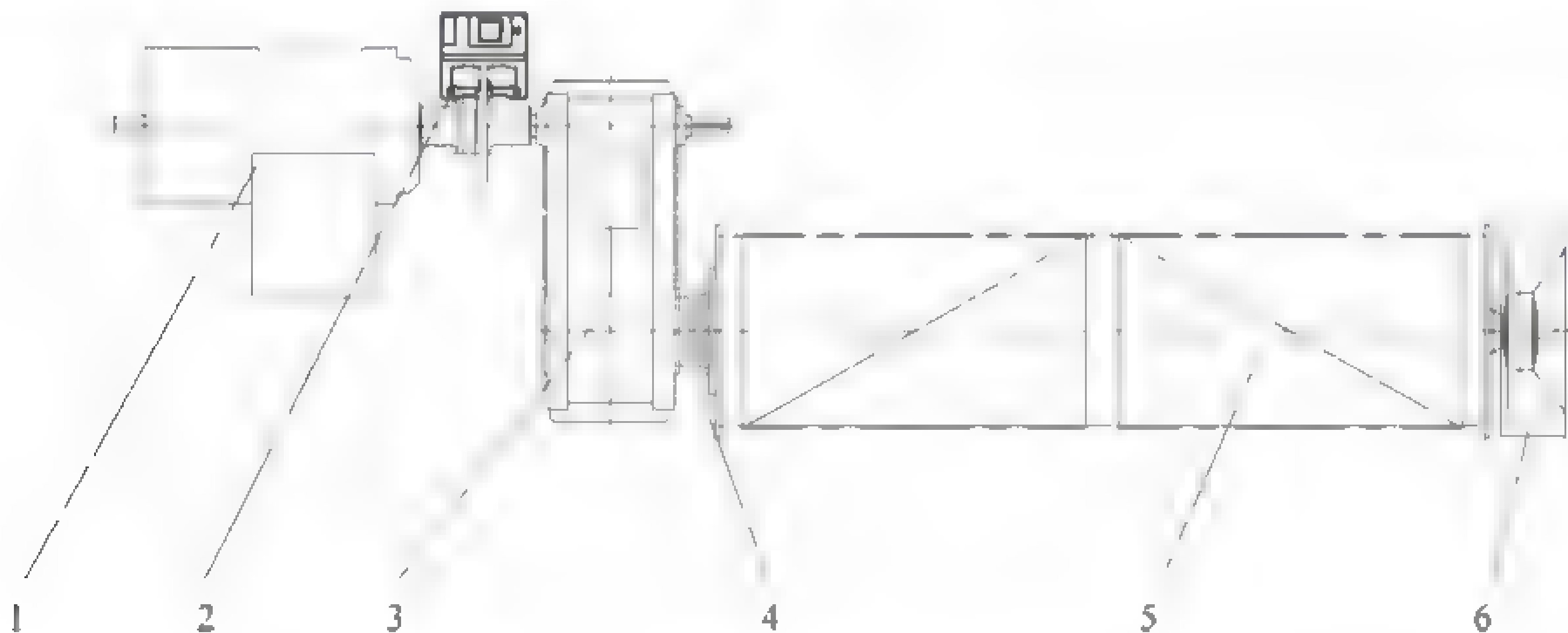


图6-11 钢丝绳牵引驱动布置形式

1—电动机；2—制动保护装置；3—减速箱；4—联轴器；5—卷筒；6—辅助装置

表6-13 小车驱动电动机初选

小车电动机功率 P/kW	$P=\frac{P_W}{C_{pm}n}$	P_W——最大加速功率，即小车在运行时所需克服最大运行阻力的功率（由小车的匀速功率、小车的加速功率和驱动机构惯量加速功率叠加而得）； C_{pm}——经验系数，一般取2.5； n——电动机数量（通常钢丝绳牵引式 $n=1$；自行式 $n=2$ 或4）

表6-14 小车驱动制动器选择

钢丝绳牵引式	$k_1=\frac{M_Z}{M_0}\geqslant 2$	M_Z——制动器的制动力矩； M_0——电动机的额定输出扭矩
自行式	$k_1=\frac{M_Z}{M_0}\geqslant 1.8$	

(7) 小车运行机构的缠绕方式：典型的小车钢丝绳缠绕系统如图6 12所示，由2段钢丝绳组成，一段钢丝绳从驱动卷筒绕出，经由尾梁的张紧装置转向，引到运行小车端固定；另一段钢丝绳从卷筒绕出，经由前大梁头部的转向滑轮换向后引至运行小车上固定，通过卷筒的转动实现小车的平行移动。

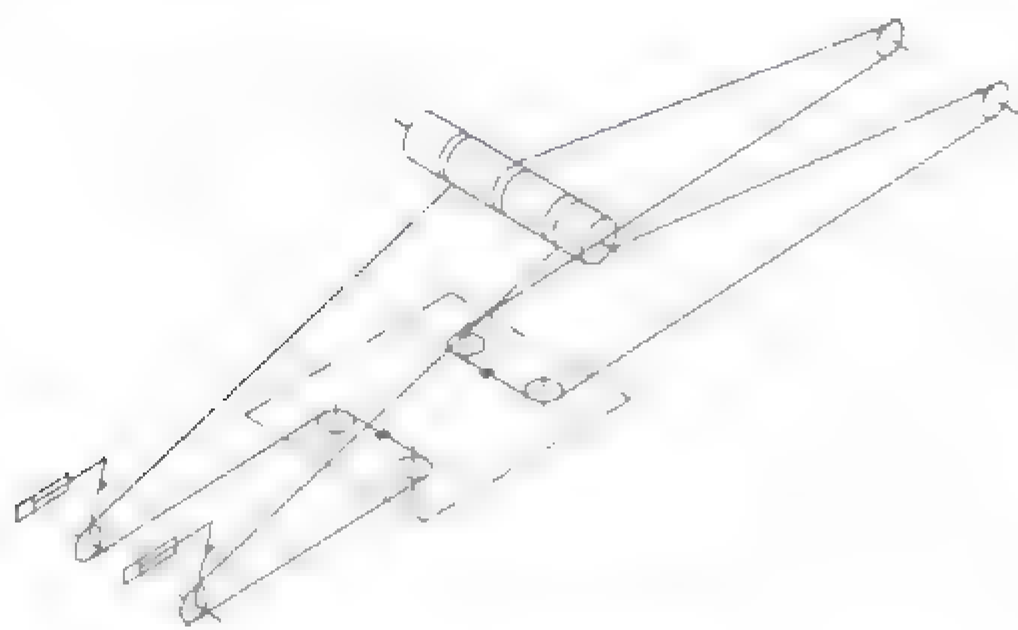


图6-12　小车缠绕方式

2) 自行式驱动

自行式小车驱动通常有两套驱动和四套驱动两种形式。驱动机构布置在主小车上，通过直接驱动车轮转动而实现主小车的水平运行。与钢丝绳牵引式相比，自行式的主小车自重大，易打滑，车轮损坏概率大，如无特殊使用要求，推荐用钢丝绳牵引式小车驱动。

4. 大车运行机构

大车运行机构用来实现岸桥沿码头前沿轨道的往复水平运行。大车运行机构通常由4组行走总成组成，整机的载荷(包含自重、风载、额定载荷)通过大、中、小平衡梁均匀地传递到每个大车车轮上。每台岸桥所需车轮数根据不同码头的承载能力而定，不尽相同，目前以8轮和10轮居多，典型布置形式如图6 13所示。

(1) 缓冲器：缓冲器作为吸收(消耗)冲击能量的安全保护装置，保证了岸桥与岸桥、岸桥与码头车挡突发意外碰撞下的安全性。多采用气液式缓冲器，其应具有吸收(消耗)停止岸桥冲击能量的能力。

(2) 减速器：常采用直交轴形式减速箱，立式安装或卧式安装都可行，齿轮的精度等级不能低于ISO7级(即AGMA10)。

(3) 联轴器：一般选用梅花形弹性联轴器，水平运行机构联轴器的安全系数通常以不小于1.5为基准。

(4) 制动保护装置：大车制动器有内置式和外置式。内置式指制动器设置在电动机内，可减小驱动机构尺寸，但制动器不可调整；外置式制动器与其他机构高速制动器布置形式一致，虽然制动器调整便利，但驱动机构尺寸大，占空间大，两者各有利弊。通常制动器的安全系数$k \geqslant 2$。

(5) 电动机：采用变频电动机驱动，电动机的数量通常是车轮总数的一半，电动机功率的选用与小车驱动机构电动机选型类似，要满足在工作风载荷作用下能克服最大运行阻力，同时还须校核电动机的发热，使机构在定义的工作条件下，不超过其允许温升。

(6) 其他保护装置：除了制动器、缓冲器安全装置外，大车运行机构还需配备夹轮器或顶轨器或夹轨器等防风安全保护装置，保证大车在定义风速下不会产生滑移。

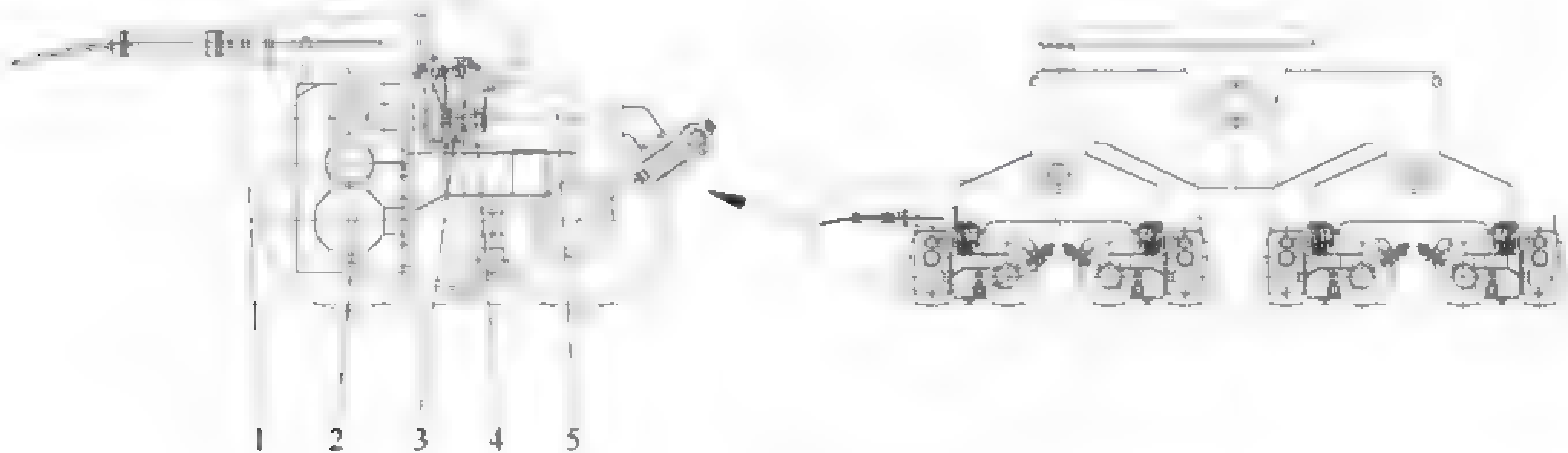


图6 13　大车驱动布置形式

1—缓冲器；2—减速器；3—联轴器；4—制动保护装置；5—电动机

6.2.5 电气系统

1. 供电

由于岸边集装箱起重机装机容量比较大，基本上均为高压供电（AC3～24kV，电压波动不超过±10%，最好±5%；50Hz，连续±1%，短时±2%；3PH，三相四线制），大部分是通过高压卷盘的方式供电。在海侧轨道侧码头基础建设时需设置高压接电箱。

驱动电压：不同的电控有不同的电压，应尽量选用通用性较高的电压等级，以减少后期维护成本。采用较高的驱动电压，可降低线路损耗。

辅助电压：400VAC，50Hz，3PH。

照明电压：230VAC，50Hz，1PH。

司机室采用托令、拖链或滑触线方式供电。

在机房设置满足 IEC 62271—200 的全封闭 IP2X 成套高压柜，一路到驱动变压器，供给主机构电动机及驱动器；另一路到辅助变压器，供给主机构的辅助机构（如液压站、制动器、应急制动器、风机等），也供给起重机辅助设备（如空调、照明、电梯、行车、机房风机、插座等）。辅助供电除了从辅助变压器取电外，还通过在大车上设置应急电源插座（通常为400VAC，3PH，50Hz，125A，电压与起重机上辅助电压相同），接受来自于码头的应急低压电源以供应急动作（如小车运行、起升和俯仰），以便当高压故障时将吊具撤出船舱，仰起大梁，保证集装箱船的安全。应急电源与辅助电源联锁，保证同一时间只有一路供电。应急电源除了供给应急驱动外，还作为其他必要的辅助设备的供电。

变压器一般为干式对流冷却型变压器，调压范围为±2.5%和±5%，F 级绝缘，绕组内有温控保护。如果为 IP00 则需要变压器房间，如果为 IP23 则可以直接安装在机器房内。

功率因数及谐波抑制由主驱动 IGBT 整流供电装置控制。起重机运行状态下，15min 内的平均功率因数不低于 0.9。谐波过滤在基于起升小车 30min 内带载 70%的情况下，满足 IEEE 519 标准中表 11-1 和表 10-3 中 PCC 点 5 次、7 次谐波限制值要求。

2. 驱动系统

起重机上提供交流变压/变频器用于控制起升、俯仰、小车运行和大车运行机构电机，实现快速、流畅、精准的集装箱装卸。所有主机构变频器连接到直流公共母排上，整流驱动装置则提供电流给直流母排，并将再生能量反馈给电网。主驱动系统位于带有空调的电气房内。

驱动系统集成有功率因数补偿功能，能使平均功率因数在起重机运行时大于 0.9，且具有谐波抑制功能，降低谐波干扰。

每个驱动器带有诊断系统，对外可提供故障及诊断信息。驱动器参数可以方便地恢复到内存卡中。所有部件拆卸简便，可快速更换。

起升控制系统可检测起升运行时的负载状态，通过自动变频来优化起升速度，实现不同载荷下快速上升或下降。

主起升和俯仰驱动器具有力矩验证功能，通过监视电流，确保电动机有足够力矩时才打开制动器。

驱动器配有冷却风扇，风扇具有自动延时关断功能。

常规的岸桥驱动系统见图 6-14。

主起升、俯仰、小车运行、大车运行电动机为交流变频电动机。所有电动机根据起重机实际运行条件、运行所需的力矩来选型，并能满足加速时峰值力矩要求。

所选的电动机绕组绝缘等级为 F 级，温升为 F 级，可在最高环境温度下运行。如电动机装有外部冷却风机，则风机会在电动机停止运行后延时运行一段时间再关闭。

安装在机房内的电动机防护等级为 IP23，户外电动机则最低为 IP55。

所有主机构电动机安装有加热器及温控装置。

3. 控制及低压配电

作为起重机的控制核心，绝大部分的检测、控制与联锁都由 PLC 完成。紧停回路同时采用硬线连接的方式，确保即使在 PLC 失效的

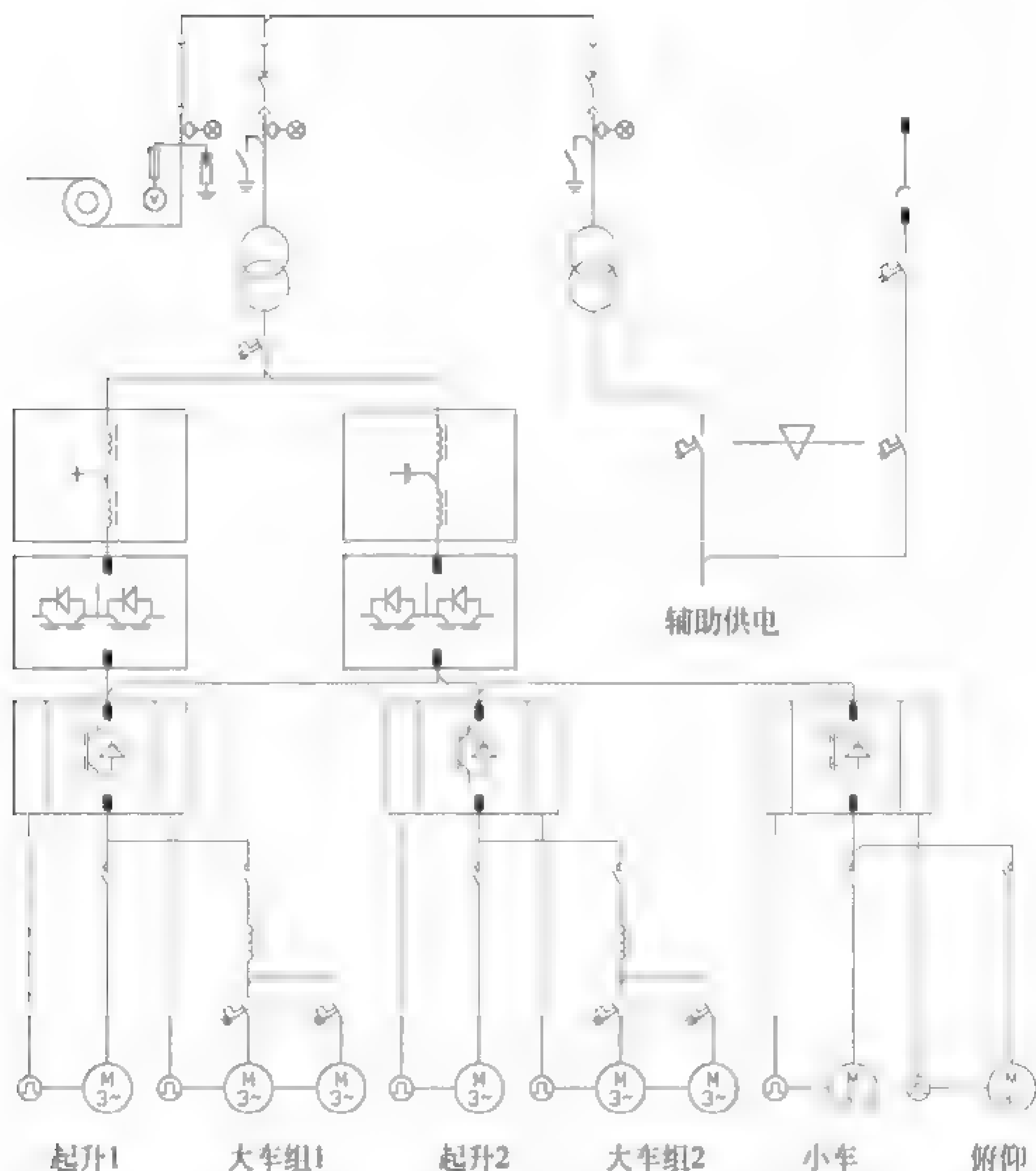


图 6-14 典型岸桥驱动系统图

情况下也能实现其保护功能，同时缩短了反应时间。主 PLC 处理器位于空调电气房内。主 PLC 系统具有以下特点和性能：

(1) 多任务及远程通信能力；

(2) 极高的数据安全性，能在高温、粉尘、振动、湿度、干扰或其他恶劣条件的工业环境中使用；

(3) 足够的内存可容纳多个进程的控制算法；

(4) 通电及运行过程中的自我诊断功能；

(5) 国际操作系统的编程语言；

(6) 只允许授权用户修改程序的安全功能；

(7) 通过简单的通信接口，易于机架间扩展；

(8) 软硬件符合 IEC 61131 国际标准；

(9) PLC 的电源供给来自单独的控制变压器，与驱动和照明系统隔离；

(10) 控制系统和每个远程输入/输出单元之间的通信协议通过光缆或专用通信电缆传输，具有错误检测能力。

起重机一般配有如下操作站：司机室操作站、俯仰室操作站、大车操作站、机房应急电动机操作站。同一时间只允许一个操作站工作，其余操作站将被禁止，每个操作站上均有紧停按钮。

电动机控制中心屏包括电动机的过电流保护、过负载保护等功能。

低压配电屏包括三相电源主开关、分路开关（如行车开关、电焊机插座开关、电梯开关、控制电源开关、司机室电源开关等）、照明回路开关及接触器等。

电气设备和电气控制系统的保护有欠压、过压、过流和短路保护。

户外箱体防护等级至少 IP55。

4. 联锁与保护

1) 联锁

(1) 起升主要联锁环节有：任何控制故障、紧停、应急制动器释放、高速轴制动器释放、行程极限、制动器控制、上架连接销位置(上升)、吊具所有锁头开闭(上升)、松绳(用于减速)、所有吊具着箱销未着箱(减速、上升)、过载(上升)、挂舱(上升)、温控跳闸、应急驱动机构连接、前大梁完全上升或下降、吊具只有一个着箱销着箱(减速、下降)、吊具全部着箱销着箱(下降)、海陆侧鞍梁(下横梁)保护(下降)。

(2) 俯仰主要联锁环节有：任何控制故障、紧停、制动器限位、电机制动器控制、行程极限、小车位置、俯仰防撞、俯仰锚定销位置、俯仰松绳、俯仰走道门、俯仰跳绳、应急驱动连接。

(3) 小车主要联锁环节有：任何控制故障、紧停、制动器限位、前大梁完全上升或下降、小车行程极限、所有吊具锁销着箱、起升松绳、挂仓、过载、小车走道门打开、电机温控跳闸、小车大风锚定、应急驱动机构连接、海陆侧鞍梁保护。

(4) 大车主要联锁环节有：任何控制故障、紧停、制动器限位、顶轨器或夹轮器、大风锚定位置、大风、前大梁完全上升(锚定)或下降、大梁防撞、挂舱、过载、大车防撞、大车左右极限、电缆卷筒放空、电缆卷筒松缆、电缆卷筒过紧。

2) 接地与避雷保护

起重机本身就是一个接地保护系统。所有起重机上的电气设备、机械结构、电气设备的金属支架、配电屏、控制屏、接线箱均可可靠接地。接地线与设备的连接应使用螺栓连接，并采用防松和防锈措施，连接接触面不应有油漆，接地线不得装设开关和断路器。

避雷系统由三部分组成：避雷针、接地引下线和接地极。

在梯形架顶部和前大梁头部设置避雷针，避雷针保护其附近比它矮的物体或设备免受雷击，保护是有一定范围的。这范围像一顶以避雷针为中心的圆锥形的帐篷，罩在帐篷里面空间的物体可以免遭雷击。避雷针的安装位置是由避雷针的保护范围来确定的，从避雷针中心向下，45°角范围内即为保护区域。一般来说，避雷针越高，保护效果也越好，但还应考虑安全性和经济性。其保护不到的地方，起重机金属结构可以充当避雷针的功能。

接地引下线是通过起重机的金属本体来完成的。前后大梁铰点处、门框立柱法兰连接处、大车运行机构上的转轴处，两端需焊接电焊螺母，布置 $70mm^2$ 接地跨接线。在大车结构上安装接地靴将雷击电流引入与大车轨道连接的地下接地极，接地靴通常安装在海侧或陆侧(视用户码头轨道接地情况而定)，或两侧均安装有接地靴。接地靴的安装必须保证滑触块与大车轨道间接触良好，接地靴上的接地线需与钢结构连接。

接地极是在码头基础建设时完成的，不属于起重机的范围。

按照国家标准的要求，大车轨道的接地电阻不超过 4Ω，整机接地电阻不超过 10Ω。

3) 超速保护

起升及俯仰机构的超速由安装在电动机上的编码器和卷筒上的超速开关来监控。如超过额定速度 15%，控制电会被切断，同时高速制动器和应急制动器马上抱闸。

4) 超载保护

起升机构配有重量传感器，作为吊载重量显示及过载、偏载、松绳保护。

5) 其他保护

鞍梁(下横梁)保护、挂舱保护、大梁防撞、大车防撞、大风保护等。

5. 起重机管理系统

起重机上配备一套完整的起重机管理系统(crane management system，CMS)并与 PLC 协同工作，对起重机进行连续的监视、诊断和数据采集。CMS 位于电气房内。PLC、驱动器和其他辅助设备能通过此 CMS 进行编程和故障诊断。

6. 其他安全及警报装置

在适当地方布置紧停按钮，如大车四角、电

气房、机房、小车架。如果操作人员按下紧停，所有机构立刻停止，所有制动器全部抱闸，防止危险发生。紧停按钮为蘑菇头式（自锁式）开关。

大车四角安装大车声音或声光警报装置，当大车运行时工作以警示相关人员。

在梯形架顶部和前大梁头部设置航空障碍灯。

在起重机合适位置安装风速仪，用于起重机的风速报警。

在司机室下面安装电笛，由司机室内司机触发，警示地面或船上人员。

7. 电缆走线

选择的电缆应满足其使用场合、电压等级、载流量、电压降等。使用铜芯多股线。移动安装的地方使用软电缆。注意最小截面，留有适量备用线（各接线箱之间、接线箱与控制屏之间）、标识（芯线标识与电缆号）、弯曲半径、容积率，并注意走线材料的防锈。垂直铺设在电缆槽或托架上的电缆应用金属扎带与尼龙扎带交替绑扎。在电缆托架上，每三道尼龙扎带后加一道金属扎带。长距离垂直穿管的电缆由于自重过大，应加装拉线箱，拉线箱内设扎线条，电缆在拉线箱内用金属扎带加以固定。

8. 其他辅助设备

（1）照明系统：包括工作区照明、维修区照明、房间照明、走道照明。工作区照明目前主力还是高压钠灯（高穿雾力和高光通量输出），一部分金卤灯。房间和走道照明一般采用电子整流器荧光灯。LED由于其节能性越来越受到重视，在部分项目中开始使用。

（2）插座：在起重机上合适位置安装单相维修插座，需有漏电保护。

（3）电焊机插座：至少在机房、大车上安装。

（4）空调系统：电气房、PLC房、司机室安装有空调系统，保证房间的温度范围在23～27℃。

（5）电话系统：电话安装位置一般位于机房、电气房、司机室、俯仰站、大车、理货室。电话系统采用page-party系统或程控系统。Page-party电话系统仅适用于起重机内部各个部位之间的通信，而程控电话系统如果加以扩展，则可通过高压卷盘电缆内的光纤将电话打到起重机外部。司机室底部安装扩音喇叭，以便司机通过司机室内麦克风向地面或船上人员喊话。

9. 可选配置

根据码头实际操作及管理的需求，其他可选配置见表6-15。

表6-15　可选配置

电子减摇系统	半自动系统
集卡定位系统(CPS)	船型扫描系统(SPSS)
防扭系统	远程控制操作系统
远程起重机管理系统(RCMS)	RCMS无线通信系统
大梁激光防撞保护系统	大车船舶舷梯防撞保护系统
大车轨道障碍物防撞保护系统	闭路电视监控系统
高压互锁	编程器
走道门锁	火警系统
辅助功率因数补偿装置	LED灯具

6.2.6　液压系统

在现代集装箱岸桥上，液压技术得到广泛的应用。岸桥上采用的液压系统通常包括5个部分，详述如下。

1. 吊具液压系统

岸桥吊具形式较多，常用的有标准单箱吊具、双箱吊具、可分离双箱吊具等。可分离双箱吊具在岸桥上使用最为普遍，下面着重介绍其液压系统及功能。

可分离双箱吊具是一种效率较高的集装箱吊具，液压系统如图6-15所示，它除具备普通双箱吊具的伸缩、旋锁、导板动作三项功能外，还可随时灵活地调整两只20ft集装箱的纵向箱距，以适应集装箱堆场、AGV和集装箱船对20ft集装箱纵向箱距的要求。司机可通过按钮对空载吊具或吊装有两只20ft集装箱的吊具作自由平移，大大提高了吊具的装卸箱效率，因而深受现代化集装箱码头的欢迎。

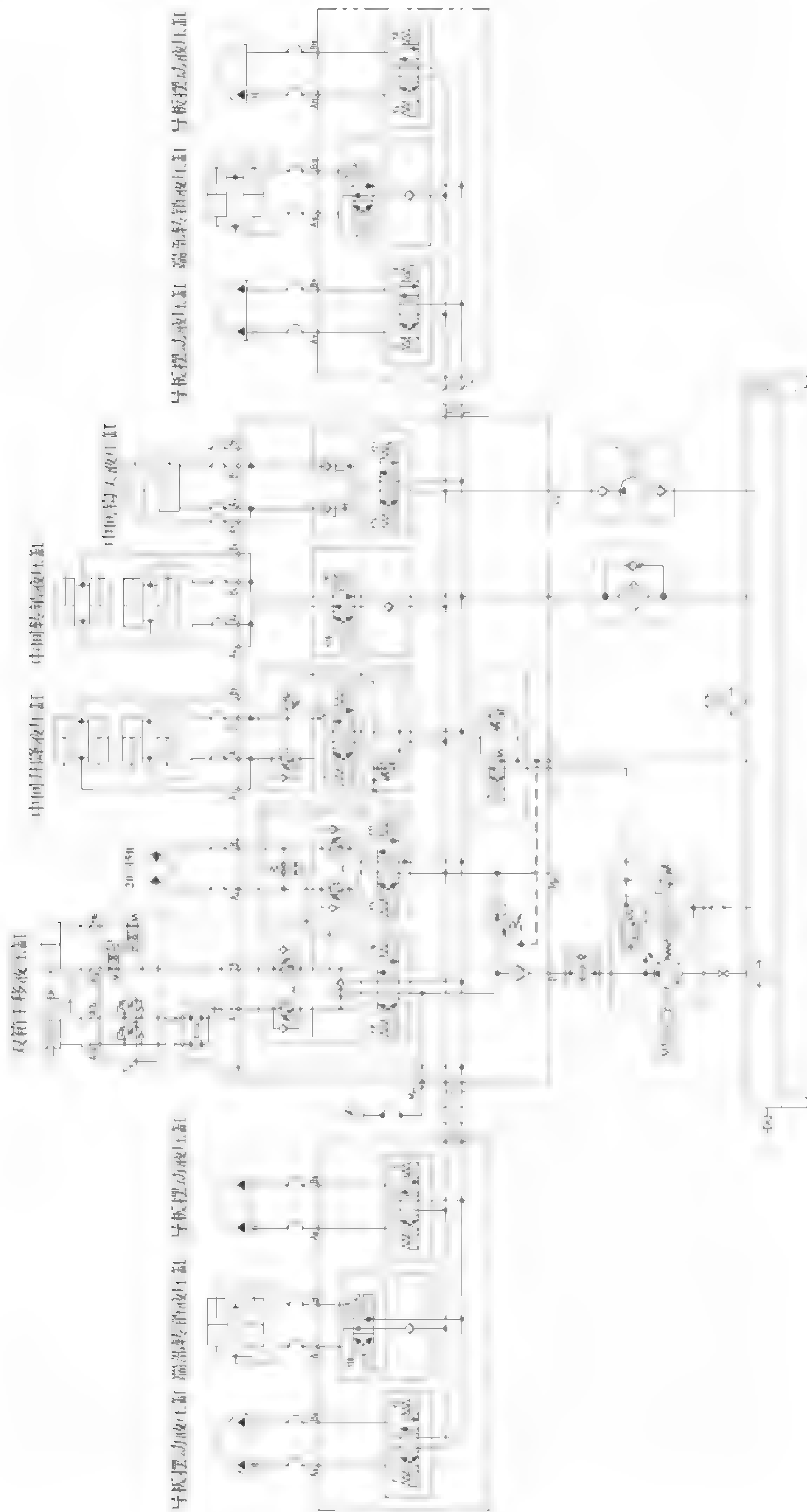


图 6-15 可分离双箱吊具液压系统

2. 多功能挂舱保护液压系统

当吊具在舱内上升的过程中发生挂舱时，即使控制系统自动切断电源，机械系统尚存有巨大惯性能量，这将使与之相关联部件损坏。挂舱保护系统的作用是吸收机械系统的惯性能量，有效地保护岸桥的安全。多功能挂舱保护液压系统除了挂舱保护功能以外，还可实现吊具的多种倾转功能。

1）挂舱保护液压系统的工作原理

图 6-16 所示为一个多功能挂舱保护液压系统。4 个液压缸支承着 4 根起升钢丝绳的定滑轮摇臂。当发生挂舱时，钢丝绳拉力迅速增大，4 个液压缸中的一个或几个液压缸的压力值达到设定值，压力开关（H1～H4）立即发出信号，安全卸荷阀溢流，活塞杆被快速压缩回去，液压缸的行程保证了电动机停转前起升机构“软着陆”。从挂舱发生至起升停止运转，整个过程在 0.4～0.6s 内完成，使整机获得极佳的安全保护。

2）吊具的左右倾及前后倾

挂舱保护液压系统还集成了吊具水平回转、左右倾和前后倾功能，充分利用了当代最先进的传感器技术、液压比例阀技术和计算机控制技术。倾转液压系统的主要特点如下：

（1）电磁比例换向阀对液压缸运动实行无级调速和方向控制；

（2）每个液压缸内置一根直线位移传感器，对运动位置实行即时记录和反馈；

（3）计算机、比例阀、位移传感器组成一个闭环控制系统，能准确完成吊具各个倾转动作；

（4）平衡阀防止液压缸活塞杆在受外力作用下失速下滑，避免重物下坠。

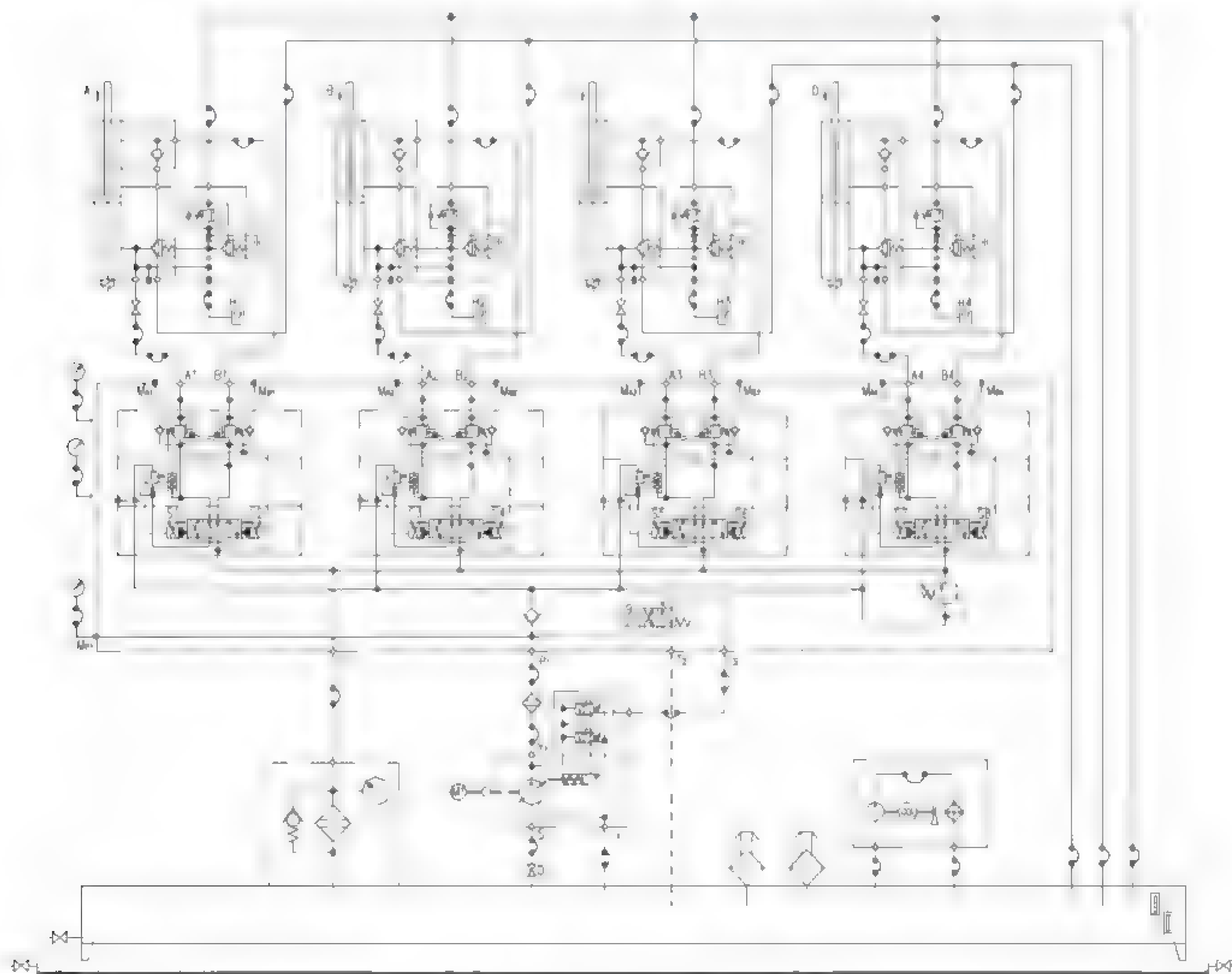


图 6-16　多功能挂舱保护液压系统

3. 小车及托架小车张紧液压系统

当小车运行机构采用钢丝绳牵引方式时，从小车经滑轮组到卷筒是一个封闭的钢丝绳缠绕系统，为使小车平稳运行，设有钢丝绳张紧装置。

1）小车牵引钢丝绳张紧液压系统

小车牵引钢丝绳张紧液压系统如图 6-17 所示。当液压系统向两个液压缸 15A、15B 同时提供压力油后，小车牵引钢丝绳开始被张紧，其最大张紧力由压力开关 Hl 调节。当系统压力超过调定值的上限时，液压泵停止运转，系统保持自动张紧状态。当牵引小车运行时，钢丝绳受拉，液压缸活塞杆的压力增大，有杆腔内的油压升高被排入到蓄压器，使冲击力得到缓冲；当钢丝绳由于小车改变运行方向或减速运行、拉力减小或消失而松弛时，活塞杆外力减小，蓄能器将自动向液压缸“充油”，使钢丝绳始终保持 -定的张紧力。

当前大梁俯仰动作时，液压系统自动切换到低压状态，减小钢丝绳的张力。前大梁拉起时，活塞杆通常将被拉出一定行程，以补偿钢丝绳的长度不足；反之，前大梁放下过程中，释放出的钢丝绳将及时地被液压缸收紧，保证牵引钢丝绳在低压、小张力的情况下工作，延长钢丝绳的使用寿命。

2）托架小车钢丝绳张紧液压系统

16A、16B 为托架张紧液压缸。托架张紧系统同样要求有两个张紧功能，一个是装卸作业时产生防止钢丝绳松弛的张紧力，另一个为前大梁俯仰时的张紧力，其工况与小车张紧系统完全相同。小车张紧与托架张紧两个系统组合在一起共用一个液压泵，紧凑而高效。在托架张紧的压力油路上串联一个减压阀 8，建立起托架张紧系统的工作压力。

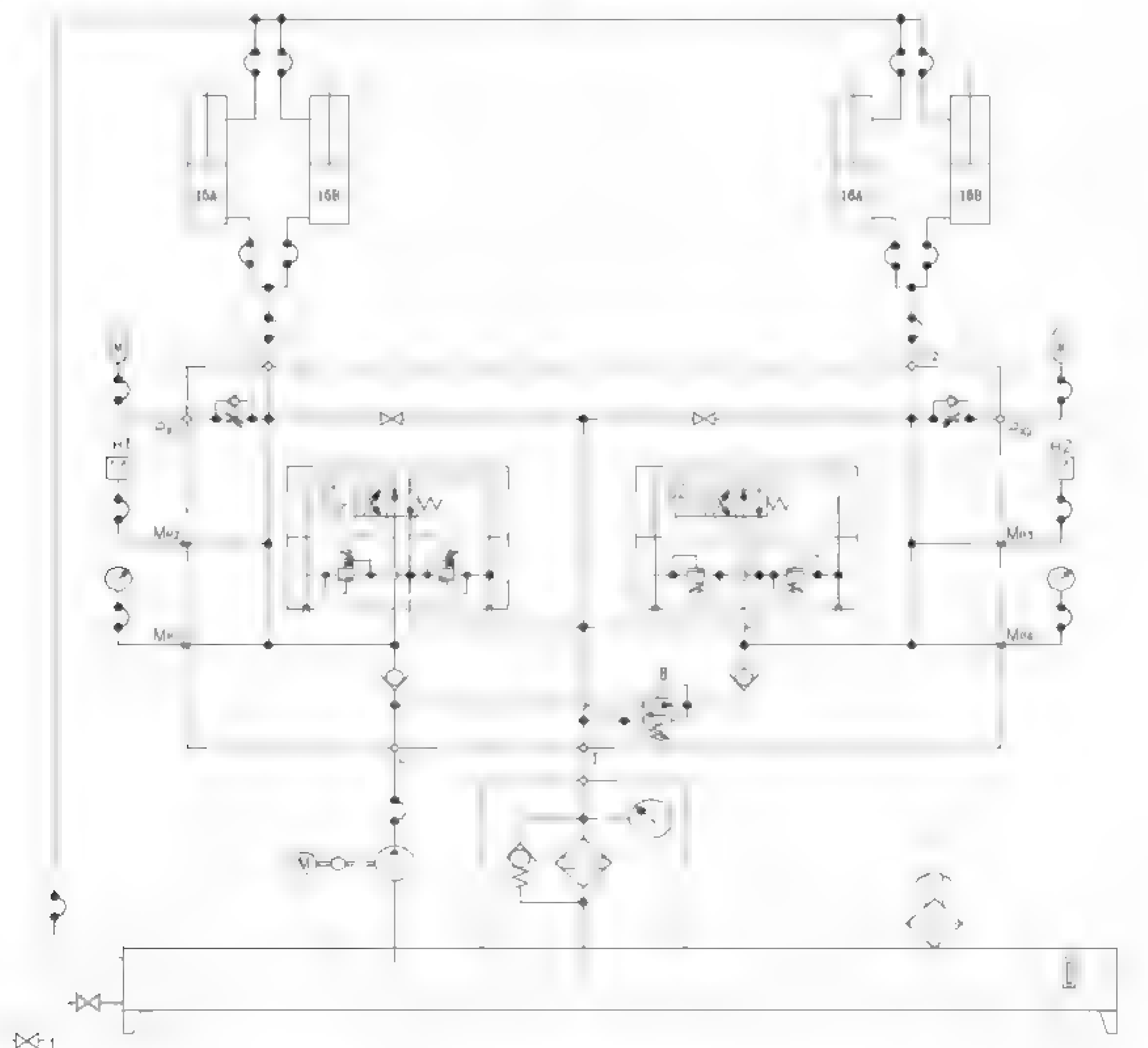


图 6 17　小车牵引钢丝绳张紧液压系统

4. 俯仰及起升机构低速制动器液压系统

岸桥的俯仰和主起升机构，除了在减速器的高速轴上配置高速制动器外，还在低速轴上设置有应急盘式制动器。当由于某种突发原因，俯仰或集装箱下降出现超速时，或者司机按下“紧停”按钮时，该液压系统将自动紧急制动。起升机构和俯仰机构的低速制动器的液压系统可以共用一个动力站，如图6-18所示。图中17A、17B和17C、17D分别为起升和俯仰机构低速制动器液压缸。低速制动器只有在机构动作时才处于打开状态。机构不工作时，制动器闭合，液压系统一直处于自动保压状态，以备快速打开制动器。当液压系统发生故障，一时又无法排除时，可以用手动泵18打开俯仰和起升的制动器，允许起升或俯仰慢速动作。

5. 顶轨器(夹轮器)液压系统

大车运行机构一般采用常闭式顶轨器或夹轮器。在装卸作业期间，顶轨器或夹轮器始终处于制动状态，只有在大车行走时才打开，确保岸桥在装卸中突遇大风时的安全。

每一个顶轨器(夹轮器)液压缸的出口处都安装有一个单向节流阀，由它来调节制动时间。通常把制动时间控制在4～6s，目的是避免在各种应急情况下，大车电动机制动器和顶轨器或夹轮器同时共同作用，对岸桥引起强烈的冲击或风险。

其液压系统工作原理如图6-19所示，两个顶轨器19.1和19.2(或数个夹轮器)处于制动状态，大车不能行走。当岸桥控制电合上后，系统自动进入保压状态，当司机按下“松轨”按钮时，电磁阀S1通电换向，系统向顶轨器供压力油，推动活塞压缩蝶形弹簧开始“松轨”，当到达正常松轨位置时，限位开关T1和T2发出信号，允许大车行走。大车行走结束后，延滞5～7min，电磁阀S1断电复位，使顶轨器或夹轮器重新制动，系统处于自动保压状态。在系统出现故障或突然断电的情况下，可使用手动泵将顶轨器打开。

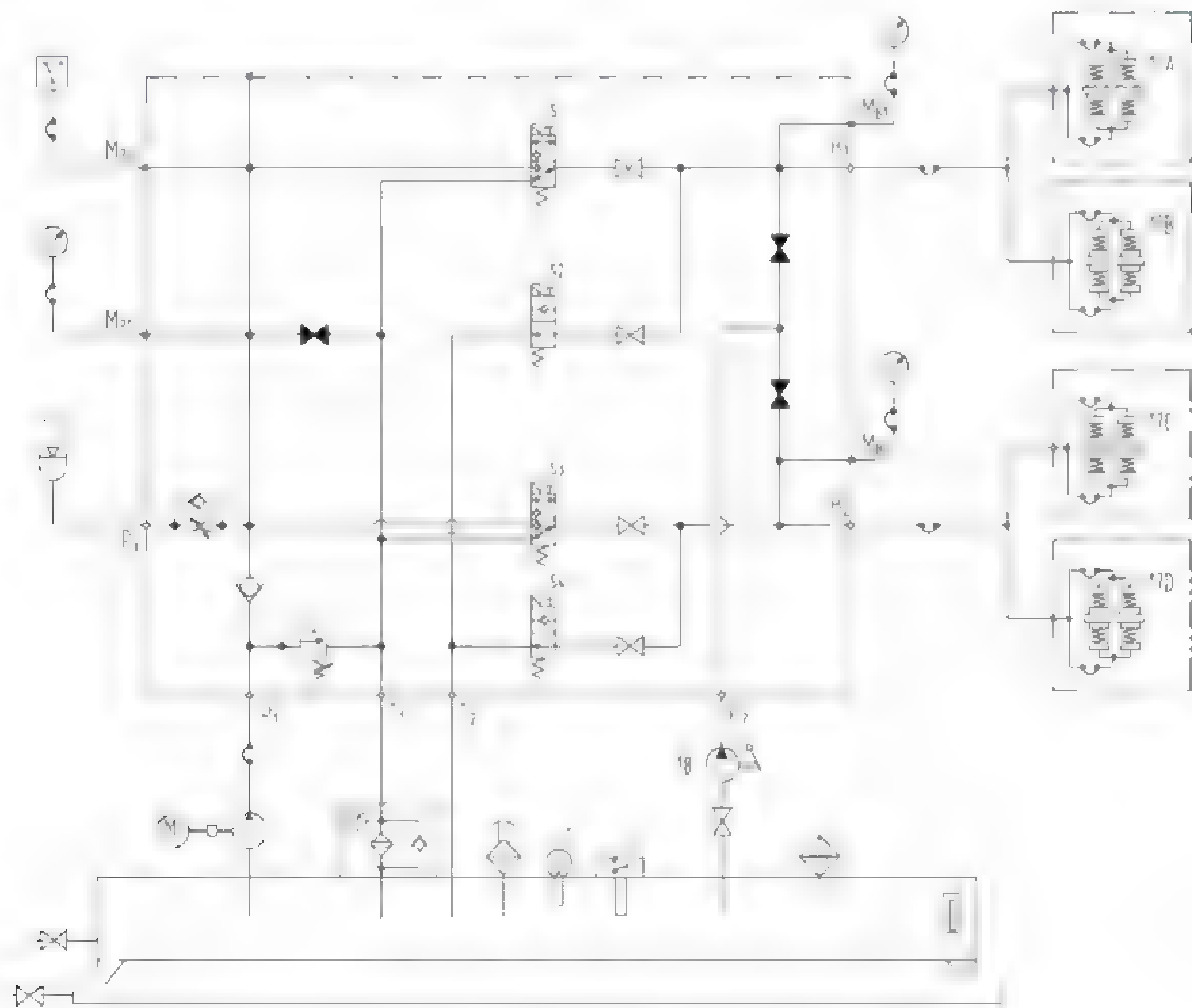


图6 18　俯仰及起升机构低速制动器液压系统

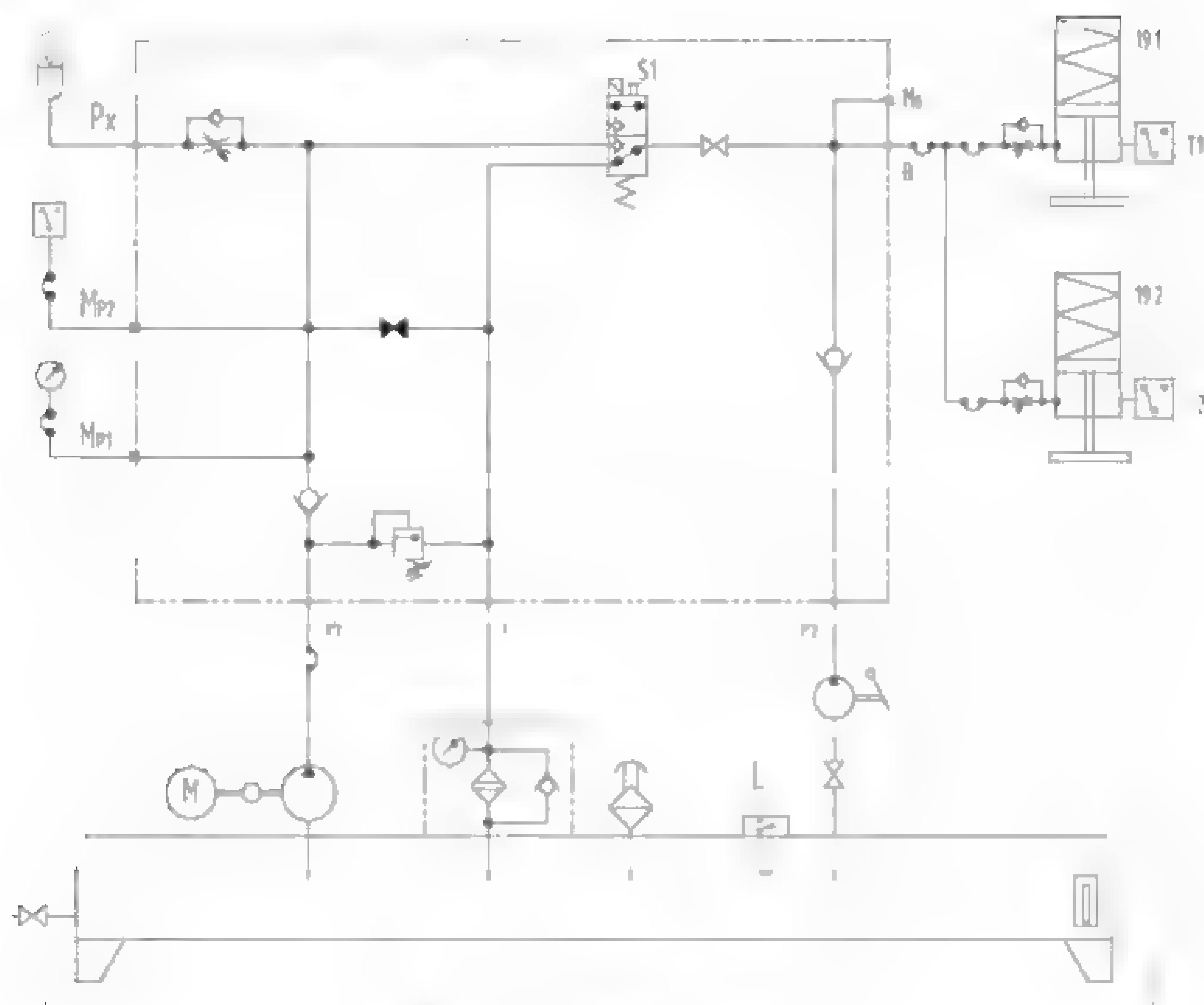


图 6-19　顶轨器液压系统

6.2.7　安全装置

岸边集装箱起重机属于大型机械设备，工作环境恶劣，附属设备多，工况复杂，为了保证它的正常运行，必须配置一些安全设备来预防和避免事故。起重机上面用到的安全设备较多，有制动设备、检测设备、预警设备等。制动设备主要指各机构制动器，一般包括高速制动器和低速制动器(对大车来说是夹轮器或顶轨器等)。这些制动器的作用就是使起重机在需要停止时迅速停止，或者在起重机停止时保持静止，使起重机不因外载或自然因素产生移动。检测设备主要指各种限位装置，包括位置、速度、载荷等检测限位，分别用于控制起重机的小车位置、起升载荷位置和大小等，保证起重机的正常工作。预警设备包括各种声光报警装置，如大车行走声光预警、小车行走警笛、自动灭火系统声光报警等。检测与预警设备大多是电气部件，前面已经介绍，在此仅做简单汇总。

各安全设备预防危险和功能简介详见表 6-16。

表 6-16　起重机安全设备介绍

危　　险	安全措施	功 能 说 明	设备样式
大梁与船相撞	大梁防撞系统	目前常用的大梁防撞系统有钢丝绳大梁防撞系统和激光限位防撞系统。 钢丝绳大梁防撞系统可以使岸桥在触发限位后迅速停止，并只能向远离船的方向慢速行驶	钢丝绳大梁防撞

续表

危　险	安全措施	功能说明	设备样式
		激光防撞限位可提供两段防撞区域，一段用于警告和减速，另一段用于停止。 两种方法的目的就是使岸桥在碰撞前安全停止，避免事故	激光限位
岸桥与相邻岸桥或轨道上物体或人相撞	声光预警和大车防撞系统	起重机四个角上有声光预警系统。大车运行时，会发声、发光提醒相关人员避让。此外，起重机上面还配备了大车防撞系统，根据限位不同，可采用激光或超声波等。此系统可提供两段防撞区域，一段用于警告和减速，另一段用于停止。当轨道上的物体进入检测距离时，起重机自动减速和停止	声光预警
司机吸入轮船排放烟尘或其他有害气体	司机室过滤器	过滤器可以过滤烟尘和其他有害颗粒。司机视污染程度可采用内循环、外循环和内外混合循环三种模式	
工作过程中遭遇大风引起起重机损坏	风速仪和大风报警	在梯形架上增加风速仪以检测风速。一般设两级预警，1级预警慢速工作，2级预警达到工作风速上限值。警报不影响操作，但达到2级预警风速，应尽快将起重机开到锚定位并锚定	

续表

危　险	安全措施	功 能 说 明	设备样式
在工作状态下，起重机被风吹动，沿轨道移动	增加制动器抗风能力	在工作状态下，由于突发暴风，没有时间锚定起重机。为了避免起重机被吹跑，制动器需有一定抗风能力。目前，大车高速制动器与夹轮（顶轨或夹轨）器同时作用可抗风速为 35m/s 的大风	
	增加大车电机逆风运行能力	在工作状态下，由于制动器处于打开状态，如果突发暴风，需要起重机顶风开到锚定位置。因此，起重机大车电机需有逆 28m/s 风行驶到锚定位置的能力。此项为选择项，需在合同中特别指明	
起重机被风吹动，沿轨道移动	锚定装置	在海、陆侧下横梁或大车上增加锚定装置。当超过工作风速或岸桥不用时应锚定。锚定装置能力根据当地暴风风速确定	
起重机被风吹翻	防风拉索装置或配重	在岸桥 4 个角上增加防风拉索装置。防风拉索装置也是根据当地暴风风速确定的。在预报的台风到来之前，岸桥在锚定时同时须系固防风拉索系统。 在码头轮压允许的情况下，有些起重机采用增加配重的方法来防止起重机被风吹翻。配重重量也是根据当地风速情况确定的	

续表

危　险	安全措施	功能说明	设备样式
岸桥在工作过程中发生挂舱	防挂舱保护装置	挂舱是指起重机在起升过程中，吊具或集装箱钩住船舱或其他刚性障碍物导致起升载荷迅速增大的情况。目前防挂舱保护装置功能是在挂舱发生时，通过液压缸回缩抵消挂舱过程中的上升行程，保护起重机不被损坏	
包括高压柜、变压器在内的机器房失火	在机器房高压柜、变压器附近增加烟雾和温度检测装置	一旦检测到烟雾和高温，烟雾和温度传感器会发出信号，产生声音和灯光报警。此项为选择项，需在合同中特别指明	
电气房失火	增加自动灭火系统	在收到烟雾和温度传感器发出的信号后，自动灭火系统会在一段时间延时后自动喷出惰性气体灭火。此项为选择项，需在合同中特别指明	
危险区域保护	增加围栏或限位进行互锁保护	在危险区域增加护栏和警告牌，增加各种限位避免操作过程中可能的损害，如前大梁铰点门限位、司机室门限位等。 整机梯子平台按《起重机械安全规程　第1部分：总则》(GB 6067.1-2010)的相关规定进行设计	

续表

危　险	安全措施	功能说明	设备样式
超载和偏载保护	增加重量传感器	重量传感器可检测起升钢丝绳力的大小，从而判断集装箱载荷是否超载或偏载。重量传感器有压式和销轴式，目前销轴式用得较多	
速度控制丢失导致吊具自由坠落	电动机驱动控制和限位保护	安装编码器、超速开关和凸轮限位或者 Unit One 限位来检测集装箱速度和位置。一旦超速，立即停止。同时，还有其他各种限位，检测小车行驶位置和距离，检测起升高度和距离，检测载荷大小等，保证起重机正常运行	
避免雷击	增加避雷针	在梯形架和前大梁头部增加避雷针，并在整机各部件之间连接接地线，防止雷击	
避免高空碰撞	增加航空灯	在梯形架和前大梁头部增加航空灯，给低空飞行设备指示高度	
紧急事故	增加紧停开关	在起重机各处配备应急开关，当出现紧急状态和故障时，按任意一个紧停开关，起重机迅速停止动作	

6.3 轨道式集装箱门式起重机

6.3.1 概述

1. 国内外发展现状

集装箱堆场机械的种类很多,主要有轮胎式集装箱门式起重机(简称RTG)、轨道式集装箱门式起重机(简称RMG)、集装箱正面吊运起重机、集装箱跨运车和集装箱堆高机等。其中尤以轮胎式集装箱门式起重机和轨道式集装箱门式起重机为主,这两种机型可以更有效地利用场地空间。

轨道式集装箱门式起重机以其作业效率高、场地利用率高、自动化程度高、故障率低、外形设计多变灵活、操作简单、维修方便、能耗低、运营成本低和节能环保等优势而得到越来越多的青睐,目前许多新建的大型集装箱专业码头越来越多地抛弃传统的RTG堆场工艺方案,改用RMG,如英国泰晤士港、荷兰鹿特丹ECT港、中国台湾高雄港、中国香港HIT码头、青岛港前湾集装箱码头四期工程、青岛招商局集装箱码头、大连港大窑湾集装箱码头三期工程、天津港五洲国际集装箱有限公司等。中国新规划的18个铁路集装箱中心站几乎全部选用RMG作为堆场设备。

2. 机型特点

轨道式集装箱门式起重机主要用于集装箱堆场作业,在中国铁路系统的应用较早,而在港口的应用只是最近十几年,且早期主要用于内河小型集装箱码头。近年来RMG在国内外越来越受到推崇,技术发展很快。目前在沿海和内河许多大、中型港口已得到很好的推广应用。近年来,随着国际燃油价格的不断上涨和对港口环保要求的日益严苛,RMG已成为各类集装箱码头的首选机型。

与传统广泛使用的轮胎式集装箱门式起重机相比,轨道式集装箱门式起重机具有以下特点:

(1) 场地利用率更高,RMG跨中一般可堆放8~15列集装箱加一个或多个车道。而标准型的RTG跨中只能堆放6列集装箱加一个集装箱拖挂车道。

(2) 集装箱作业定位能力好,易于实现堆场自动化。

(3) 各机构的运行速度更快,作业效率更高。

(4) 以电力为动力,无废气排放,噪声低,能耗低,环保性能好等。

有的RMG还带有吊钩横梁或其他专用吊属具,可以与集装箱吊具实现快速互换,以实现重大件杂货的吊装作业;或者安装液压抓斗,进行散货装卸作业。还有的RMG可以横跨港池或利用长悬臂装卸船舶,这在中小型港口可以实现一机多用,降低码头造价和设备投资。

目前RMG还没有像RTG那样形成完善的参数系列,尤其起重机的轨距和外伸距等几何参数,更多是依据集装箱堆场的场地条件来确定,而这也正是RMG得到广泛应用的一大优势。

3. 应用范围

目前中国轨道式集装箱门式起重机主要有两大用户群:一是港口集装箱码头;二是铁路集装箱货场。

1) 港口集装箱码头用RMG

港口RMG的结构形式非常多,根据用户要求不同,起重量、起升高度、跨距、速度、控制方式等主要技术性能参数从最低到最高均有应用。

图6-20所示为交通运输部水运科学研究院(简称水科院)和青岛港(集团)有限公司港



图6-20　青岛港轨道式集装箱门式起重机

机厂共同研发的青岛港前湾四期集装箱码头配套的轨道式集装箱门式起重机。该集装箱码头设计年吞吐量可达600多万标准集装箱(TEU),为目前国内外最大的全部采用轨道式集装箱门式起重机的集装箱码头。

图6-21所示为上海振华重工集团股份有限公司研制的大连港大窑湾集装箱码头三期工程配套的轨道式集装箱门式起重机;图6-22所示为无锡华东重型有限公司研制的浙江安吉港集装箱装卸船舶和堆场多用途轨道式集装箱门式起重机。



图6-21 大连港轨道式集装箱门式起重机



图6-22 浙江安吉港轨道式集装箱门式起重机

2) 铁路集装箱货场用RMG

中国铁路集装箱的快速发展推动了RMG在铁路货场的广泛应用。图6-23所示为中铁山桥集团工程机械有限公司研制的用于西安铁路集装箱中心站的起重小车带回转功能的轨道式集装箱门式起重机。



图6-23 西安铁路集装箱中心站轨道式集装箱门式起重机

与港口用RMG相比,早期铁路RMG构造形式比较单一,主要有以下几个特点:

(1) 起重机一般采用带双悬臂但不带马鞍架和斜拉杆的双主梁箱形结构形式,轨距一般不大于30m,双悬臂有效工作伸距大多为7.5m。

(2) 早期铁路系统大多是20ft及以下的集装箱,40ft集装箱很少,所以门腿只允许通过20ft集装箱,40ft集装箱可以旋转90°后通过门腿。

(3) 铁路RMG与港口RMG的最大不同之处在于铁路RMG起重小车上一般设有完善的回转机构。为保证40ft集装箱能够顺利通过门腿,同时为运输安全起见,要求集装箱吊具能够进行±(180°～215°)回转。

(4) 与港口RMG相比,铁路RMG性能参数偏低。

近几年,随着全国铁路18个集装箱中心站的规划建设,铁路RMG也在向港口RMG看齐,结构形式趋于多样化,技术性能参数有了很大提高。

4. RMG与RTG的对比

轨道式集装箱门式起重机和轮胎式集装箱门式起重机是目前集装箱码头和铁路集装箱货场最主要的两种集装箱堆场设备。下面从两种机型的应用现状、技术性能、投资情况、运营成本、发展前景和抗风险能力等方面进行比较,见表6 17。

表 6-17 RTG 与 RMG 的比较

比较项目	轮胎式集装箱门式起重机(RTG)	轨道式集装箱门式起重机(RMG)
设备投资	比同样作业效率的 RMG 投资高	比同样作业效率的 RTG 投资低
基础投资	不需要建变电站、铺设轨道和电缆等,基础投资较低	需建变电站、铺设轨道和电缆等,基础投资较高
堆场利用率	跨度(一般为 23.47m)和起升高度(一般 4+1 或 5+1)较低,堆场利用率较低	跨度(一般 30~60m)和起升高度(重箱 5+1 或 6+1,空箱 7+1 或 8+1)大,堆场利用率更高
作业效率	起升速度和大、小车运行速度较低,作业效率较 RMG 低	起升速度和大、小车运行速度高,作业效率较 RTG 高
机动灵活性	转场机动灵活,可以从一个区域转移到另一个区域作业	不能跨区作业,只能在固定轨道上行走,作业范围受限制
操作性能	箱角对位较 RMG 难度大,司机劳动强度较大	大车沿固定轨道运行,易于实现半自动操作或自动操作,司机劳动强度较低
对车辆行驶的影响	场地平整,车辆通行方便	地面需要设置轨道及电缆槽,对车辆通行有一定影响
大车直线运行特性	较易跑偏,司机需经常进行大车纠偏动作	轨道运行,不存在跑偏问题
作业安全性	无固定行驶区,需设置碰箱限位,但仍无法完全避免碰箱和碰车事故,安全性较 RMG 差	有固定行驶区,在轨道上运行,不可能碰箱,作业安全
环保特性	传统 RTG 为内燃机驱动,有废气排出,噪声污染较高,环保性能较差;进行过"油改电"的 RTG,节能环保性能大为提高	电力驱动,无废气排出,噪声低,有利于环境保护
自动控制	定位困难,较难实现自动控制	易于实现整机状态的定位,可实现自动、半自动控制,提高效率,甚至可实现无人堆场作业
故障率与维护保养特性	易损件较多,故障率较 RMG 高;但维修可移至场外进行,不影响正常作业	故障率低,维修量小;维修需在堆场内进行,可能会影响正常作业
维保成本	传统 RTG 采用柴油发电机组作动力,需定期保养;采用轮胎,需定期更换,维保成本较高	采用电缆卷筒供电,基本无须特别维修;采用钢制车轮,基本无更换,维保成本低
能源消耗	在工作过程中,内燃机始终运转,能源消耗大	不作业时即可切断电源,节约能源

从表 6-17 可以看出,两种机型各有优势,但 RMG 在场地利用率、作业效率、操作性能、自动化程度、维修方便性、运行成本、节能环保等方面更有优势,这也是近几年得到广泛应用的原因。

5. 名称与代号

轨道式集装箱门式起重机,英文名称为 rail mounted gantry crane,故简称 RMG,这也是国内外广为使用的简称。

根据《港口机械名称、基本参数及常用零部件图形》(JT/T 86—2009)行业标准,将轨道式集装箱门式起重机简称为 GMQ,如 GMQ 40.5-35 轨道式集装箱门式起重机,表示该起重机的集装箱吊具下起重量为 40.5t,轨距为 35m。

6.3.2 机型分类

轨道式集装箱门式起重机的分类方式很多,除前述按使用场所(港口集装箱码头和铁路集装箱货场)不同分类外,还有以下几种分

类方式。

1. 根据起重机允许装卸的集装箱是重箱还是空箱分类

(1) 重箱 RMG。以重箱集装箱为作业对象的 RMG，集装箱吊具下起重量一般为 30.5，35，40.5t 等。

(2) 空箱 RMG。空箱集装箱的堆场以往多采用空箱集装箱堆高机作业，但由于堆高机的倒箱工作量很大，因此近几年空箱轨道式集装箱门式起重机得到发展和应用。空箱 RMG 集装箱吊具下起重量一般为 5t 和 8t 等。

2. 按照起重机用途分类

(1) 集装箱堆场专用 RMG，如图 6-20、图 6-21 和图 6-23 所示；

(2) 集装箱堆场和装卸船舶共用 RMG，如图 6-22 所示；

(3) 集装箱吊具可更换为吊钩横梁或其他专用吊属具的集装箱堆场、件杂货装卸和大件吊装多用途 RMG；

(4) 吊钩横梁下可悬挂液压抓斗进行散货装卸作业的多用途 RMG。

图 6-24 所示的株洲港轨道式集装箱门式起重机除进行集装箱装卸船舶、堆场作业外，还可以更换吊钩横梁进行件杂货作业，采用液压抓斗进行煤炭、矿石等散货作业，采用专用吊属具进行火车车厢装卸汽车和装卸船舶作业，实现了一机多用，是内河小型码头的首选机型。



图 6-24 株洲港轨道式集装箱门式起重机

3. 根据起重机是否带有悬臂分类

(1) 不带悬臂结构形式；

(2) 带单悬臂结构形式；

(3) 带双悬臂结构形式。

4. 根据门腿尺寸分类

对于带悬臂结构形式的起重机，根据门腿是否允许通过 40ft 集装箱又分为两大类：

(1) 门腿只能通过 20ft 集装箱，不能通过 40ft 集装箱；

(2) 门腿可以通过 40ft 集装箱。

图 6-25 所示为交通运输部水运科学研究院大兴试验基地使用的双悬臂轨道式集装箱门式起重机。



图 6-25 交通运输部水科院试验用双悬臂轨道式集装箱门式起重机

5. 根据龙门架结构分类

对于带悬臂结构形式的起重机，根据龙门架是否带马鞍架和斜拉杆分为三大类：

(1) 不带马鞍架和斜拉杆；

(2) 只带马鞍架，不带斜拉杆；

(3) 带马鞍架和斜拉杆。

6.3.3 整机结构形式及工作原理

1. 整机结构形式

轨道式集装箱门式起重机沿地面轨道行走，可在规定的区域内进行堆场和装卸车辆作业，一般配有 20ft 和 40ft 可伸缩专用集装箱吊具，有的起重机还可以进行双 20ft 集装箱堆场作业，或同时配有 20ft、40ft 和 45ft 集装箱伸缩吊具。起重机以市电作动力，根据装机容量大

小可选择低压上机供电和高压上机供电。

轨道式集装箱门式起重机跨度大，堆箱层数高，可充分利用堆场空间，提高堆场的堆存能力；采用市电作动力，不仅节能环保，而且可提高起重量和起升、运行速度。根据需要，大、小车均可吊运集装箱快速行走，提高了作业效率。起重机结构简单，操作容易，维护方便，有利于实现全自动控制。

1）整机组成

轨道式集装箱门式起重机一般由龙门架主结构、龙门架梯子平台、起重小车总成、大车运行机构、大车锚定装置、防风拉索装置、液压系统、润滑系统、大车供电系统、小车供电系统、电气传动与控制系统、电气房、集装箱吊具、吊具上架、铭牌等组成。有的起重机还配有吊钩横梁和抓斗等吊属具，可进行重长大件、件杂货和散货的装卸作业，实现一机多用。

图6-26所示为一台堆六过七的双悬臂轨道式集装箱门式起重机设计总图。

2）整机构造特点

轨道式集装箱门式起重机一般采用双箱形主梁结构。根据结构形式不同，龙门架可带单悬臂、双悬臂或无悬臂。带悬臂起重机根据受力要求还可带有马鞍架和斜拉杆。龙门架主结构一般沿纵向轴线呈整体对称形式。

轨道式集装箱门式起重机整机工作级别一般为A6、A7或A8。

对于轨距较小（轨距$L \leqslant 35$m）的起重机，起重机两侧门腿均可采用刚性门腿；对于轨距大（轨距$L > 35$m）的起重机，两侧门腿一般设计为一刚一柔形式。刚性门腿与主梁刚性连接，而柔性门腿与主梁之间可采用刚接或铰接方式连接。

起重小车在主梁轨道上运行。起重小车上装有起升机构、小车运行机构、吊具回转机构和吊具减摇系统等。司机室刚性悬挂在小车架下方，随小车一同运行。

与吊具上架用销轴连接的集装箱伸缩吊具，能吊运20ft和40ft的集装箱，如有要求也可吊运45ft或其他规格的集装箱。也可将集装箱吊具更换为吊钩横梁，用以吊运重长大件和件杂货；甚至吊钩横梁下悬挂抓斗进行散货装卸作业，实现一机多用。

龙门架两侧的门腿通过平衡梁各自支承于行走台车上，其中驱动车轮数一般不小于所有车轮总数的1/2。

起重机的起升机构、小车运行机构、大车运行机构均为工作机构。根据作业工况的要求，一般起升和小车运行、小车运行和大车运行机构可以联合作业。

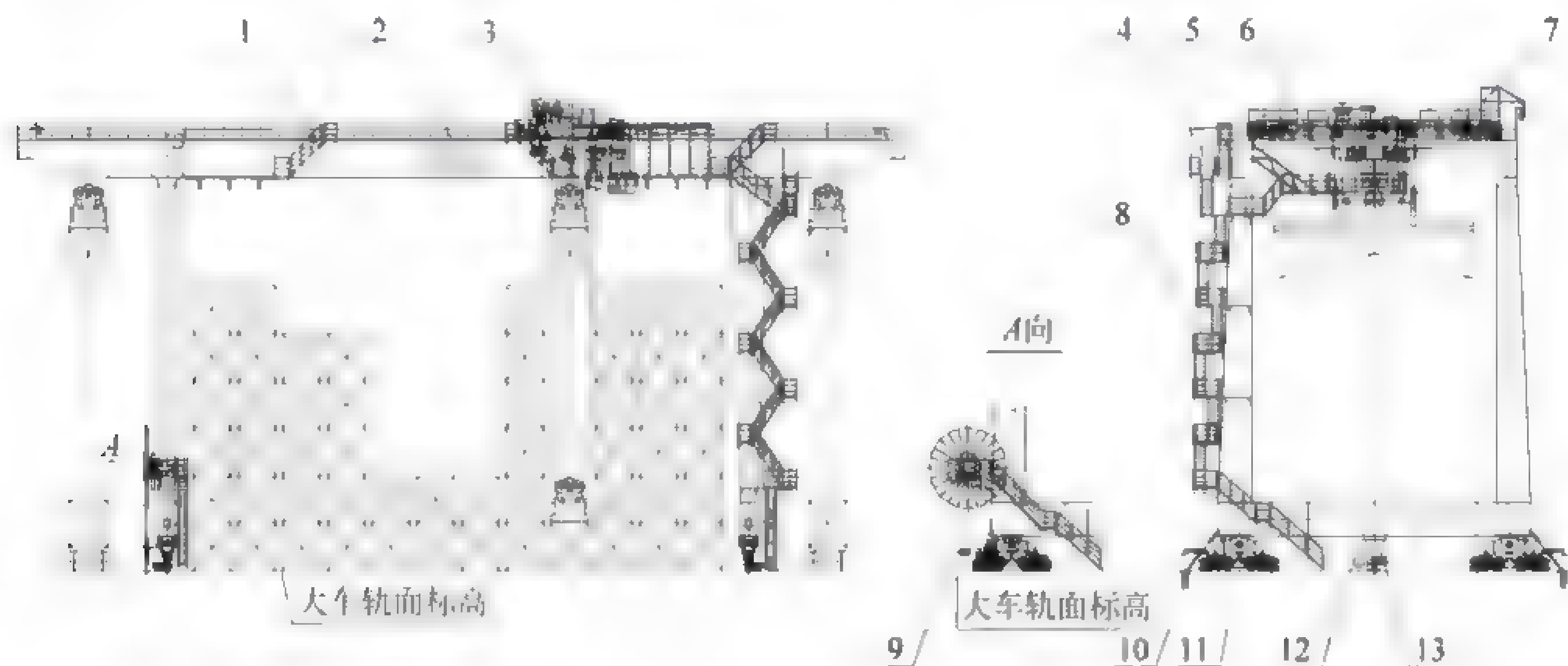


图6-26 双悬臂轨道式集装箱门式起重机总图

1—龙门架；2—铭牌；3—起重小车总成；4—电气房、高压房和电气系统；5—吊具上架；6—集装箱伸缩吊具；7—小车供电系统；8—龙门架梯子平台；9—大车供电系统；10—防风拉索装置；11—大车运行机构；12—液压系统；13—大车锚定装置

起重机的所有机构(包括起升机构、吊具回转机构、小车运行机构、大车运行机构、集装箱吊具伸缩、转锁、导板、顶轨器、抓斗开合等)动作均可在司机室内由司机进行操作控制。大车运行机构也可在地面通过安装在下横梁处的操作箱进行点动操作。

起升、小车运行和大车运行机构一般采用交流全变频调速系统,起升控制具有恒功率调速功能。起重机采用 PLC 和 PC 联机,实现各机构运行状态信息记录及故障诊断显示,在司机室显示屏直接显示,根据需要可在电气房打印输出。

3) 起重小车的组成

轨道式集装箱门式起重机的起重小车一般采用自行式起重小车,运行在龙门架的大梁上部轨道上。起重小车由小车架、小车架梯子平台、起升机构、小车运行机构、水平轮、吊具回转机构、吊具减摇系统、机器房、司机室等组成,有的起重机用户还要求小车上设有起升钢丝绳换绳装置和维修起重机等。起重小车下面通过起升钢丝绳悬挂集装箱吊具等。

从提高起重小车运行性能角度讲,应尽可能降低小车的自重和迎风面积,如取消小车架上的机器房、维修起重机等。

吊具减摇系统的形式很多,减摇效果各不相同。对于操作熟练的司机,亦可取消吊具减摇系统,以降低设备投资和小车自重。

司机室刚性悬挂(或采用弹性胶垫支承)在小车架的侧下方,司机前视方向与小车轨道一致,司机俯视可以看到集装箱吊具的作业情况,前视可以看到小车及吊具的运行情况,左、右侧视可以看到起重机大车的运行情况。

起重小车一般采用 4 个支承车轮,大多采用四轮全驱动方式,低速运行小车也有采用两轮驱动的。

根据小车轨距大小,小车运行机构可采用集中驱动或分别驱动。采用分别驱动时应考虑小车的跑偏与啃轨,尤其对于大跨距 RMG,主梁会因为受力内弯,所以设计时更要特别注意小车的啃轨问题。

起重小车总体布置时,应合理布置各机构与设备的位置,使小车四轮承受压力均衡,磨损同步。

对于高速运行的起重小车,建议不带机器房,以减少小车的自重和迎风面积,降低运行阻力,但应合理考虑电动机、制动器等部件的防雨、防尘问题。

2. 龙门架结构

1) 总体说明

龙门架结构是轨道式集装箱门式起重机整机最关键的承力构件。轨道式集装箱门式起重机一般采用双梁箱形结构,具有制造工艺简单、质量易保证、受力合理、整机稳定性好等优点。

图 6-27 所示的带马鞍架和斜拉杆的起重机龙门架结构由主梁、门腿、上横梁、下横梁、马鞍架、斜拉杆等组成。除斜拉杆多采用圆管或工字截面结构外,其余均采用箱形结构。

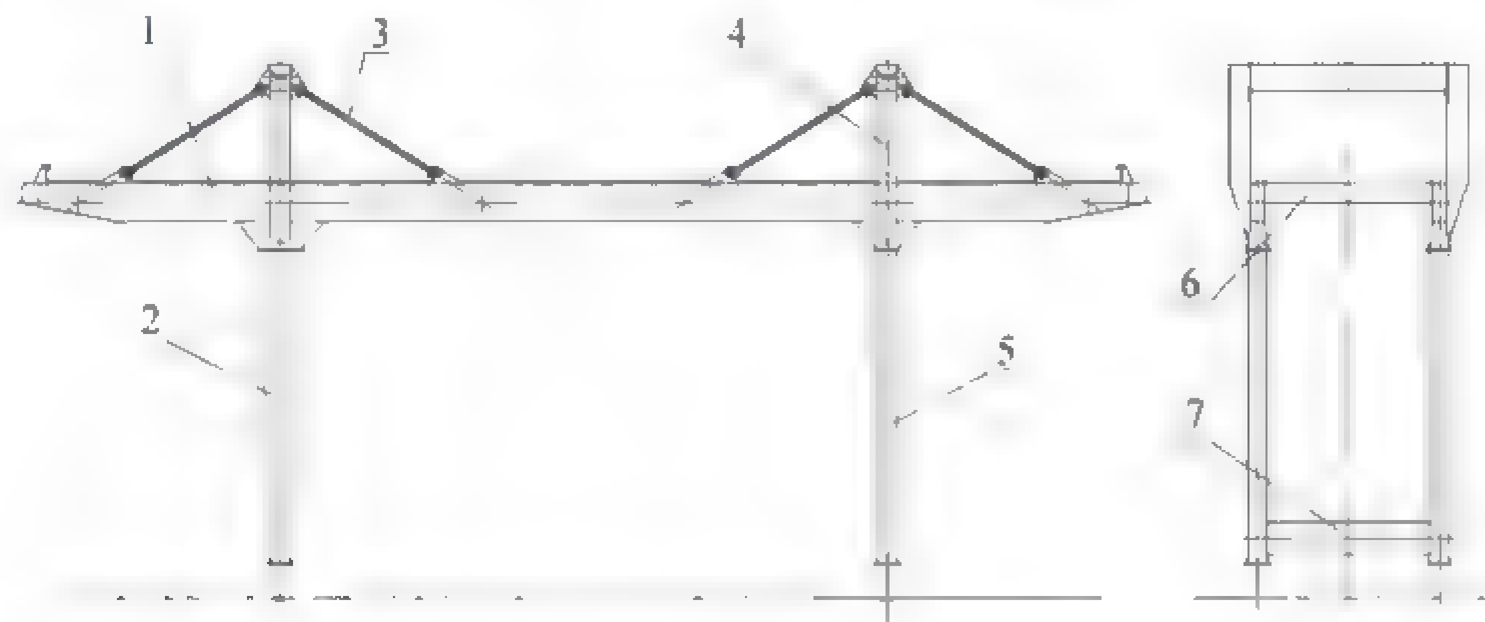


图 6-27 龙门架结构的组成

1—主梁;2—刚性门腿;3—斜拉杆;4—马鞍架;5—柔性门腿;6—上横梁;7—下横梁

轨道式集装箱门式起重机的主梁一般为焊接偏轨箱形结构梁，无悬臂时也可采用正轨箱形结构梁。为提高偏轨箱形梁的疲劳强度，小车轨道下主梁翼缘板和主腹板局部可改用轧制T型钢(见图4-42)。门腿大多也采用箱形结构，目前只有Noell公司生产的一种龙门机采用圆管形式门腿。

对于跨距小于35m的RMG，一般不设柔性门腿，两侧均为刚性门腿；当跨度大于等于35m时，通常一侧采用刚性门腿，另一侧采用柔性门腿，用以补偿温度和吊重所造成的结构变形。目前在用的RMG其轨距大多大于35m。

大跨距起重机的刚性门腿有I形(见图6-28)和V形(见图6-29)两种形式，其与主梁的连接均可采用高强度螺栓法兰连接或焊接方式。起重机的柔性门腿与主梁连接方式则有刚性连接和柔性连接之分，其中柔性连接多采用平行于大车轨道的水平销轴连接，刚性连接则可采用高强度螺栓法兰连接或焊接方式。

根据起重机是否带马鞍架和斜拉杆，RMG分为无马鞍架和斜拉杆、带马鞍架但无斜拉杆、带马鞍架和斜拉杆三种形式，如图6-28所示。马鞍架可以提高主梁的水平刚度和抗扭刚度，而斜拉杆则可以提高主梁悬臂和跨中的垂直刚度。

2）堆场专用RMG龙门架结构形式

(1) 无悬臂龙门架结构

无悬臂龙门架的最大优点是可以使两主梁间距较小，小车轨距减小(一般约为6.5m)，起重小车可采用集中驱动，运行同步性好，可有效避免小车车轮跑偏或啃轨现象。另外，可使整机外形更紧凑，自重更轻。同时电气房可以很方便地布置在门腿的下横梁上。这种结构形式在早期的RMG上被广泛应用，起重小车类似RTG的起重小车，如图6-30所示。

无悬臂龙门架有两种门腿结构形式，即梯形门腿和矩形门腿。

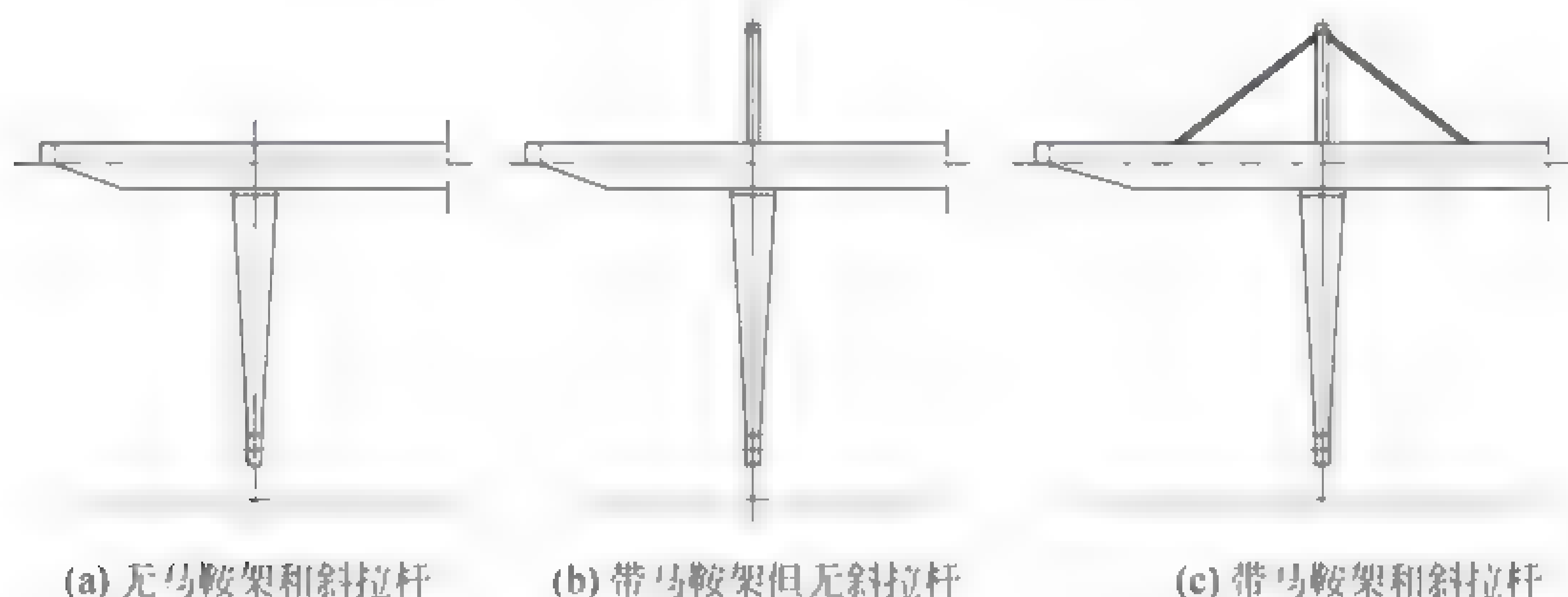

(a) 无马鞍架和斜拉杆　(b) 带马鞍架但无斜拉杆　(c) 带马鞍架和斜拉杆

图6-28　刚性门腿I形结构形式

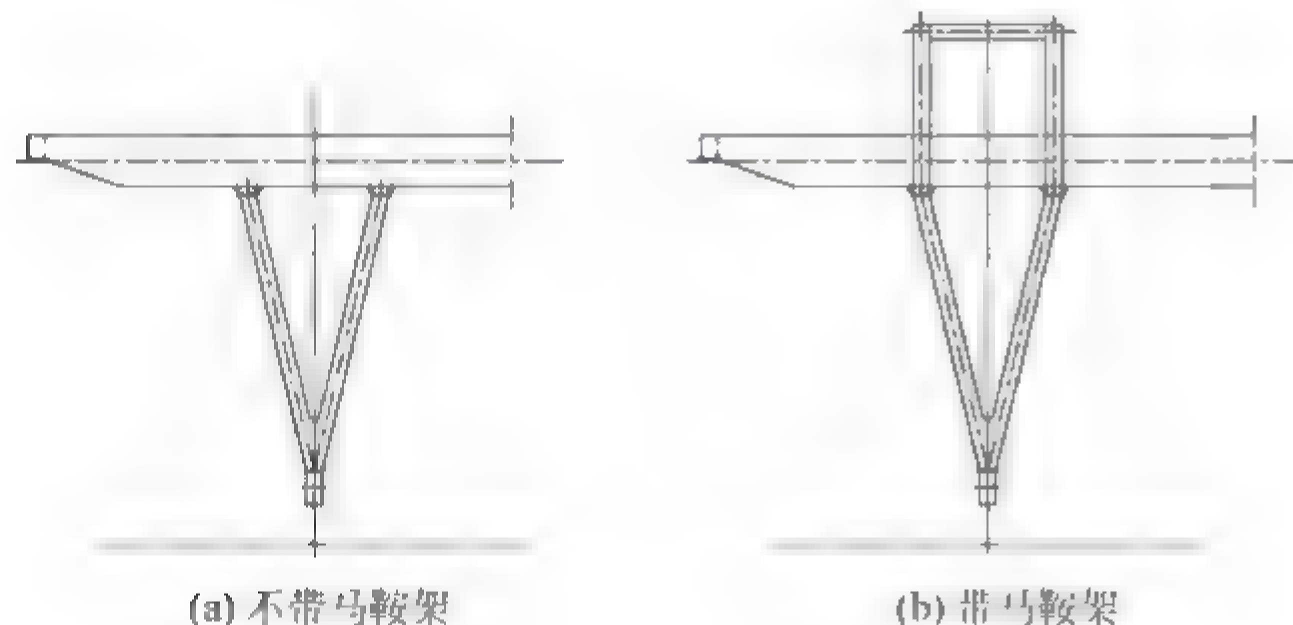

(a) 不带马鞍架　(b) 带马鞍架

图6-29　刚性门腿V形结构形式

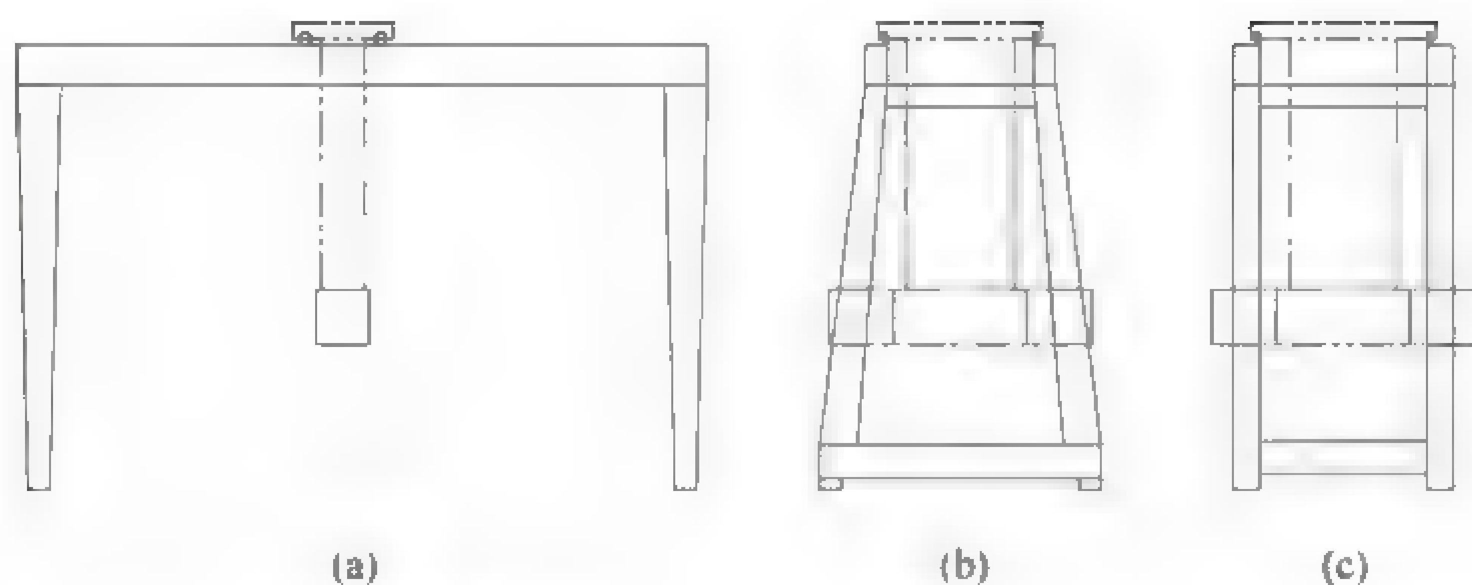

(a) (b) (c)

图 6-30 无悬臂龙门架结构

梯形门腿（见图 6-30(b)）龙门架尽管两主梁中心距较小，但起重机的基距较大，提高了大车行走方向的稳定性，有利于提高大车的运行速度和堆场效率。另外，门腿上横梁一般低于主梁高度（与 RTG 类似）也是这种龙门架结构的一个特点，这便于小车运行至主梁最端部，增大小车行程，减小主梁长度，但两根主梁之间的检修通道不连贯，通行不方便。

图 6-30(c)所示的矩形门腿形式的龙门架结构，也是轨道式集装箱门式起重机常见的一种不带悬臂的结构形式。这种结构形式对于起升高度大、大车运行速度高的起重机应特别注意其整机稳定性。

图 6-31 所示为 Noell 公司生产的一种 RMG 龙门架结构，其主梁为焊接箱形结构，端梁为型钢焊接的桁架结构，门腿为圆管结构。两侧门腿一刚一柔。

(2) 单悬臂龙门架结构

如图 6-32 所示，单悬臂形式的龙门架结构一般是针对特殊的用户场地要求设计。电气房一般布置在不带悬臂一侧门腿的下横梁上，布置比较方便。

根据用户要求，带悬臂侧门腿可以设计为通过 40ft 集装箱（见图 6-32(c)），也可以只通过 20ft 集装箱（见图 6-32(b)）。根据结构强度和刚度需要，悬臂侧可以考虑采用带马鞍架和斜拉杆方案。

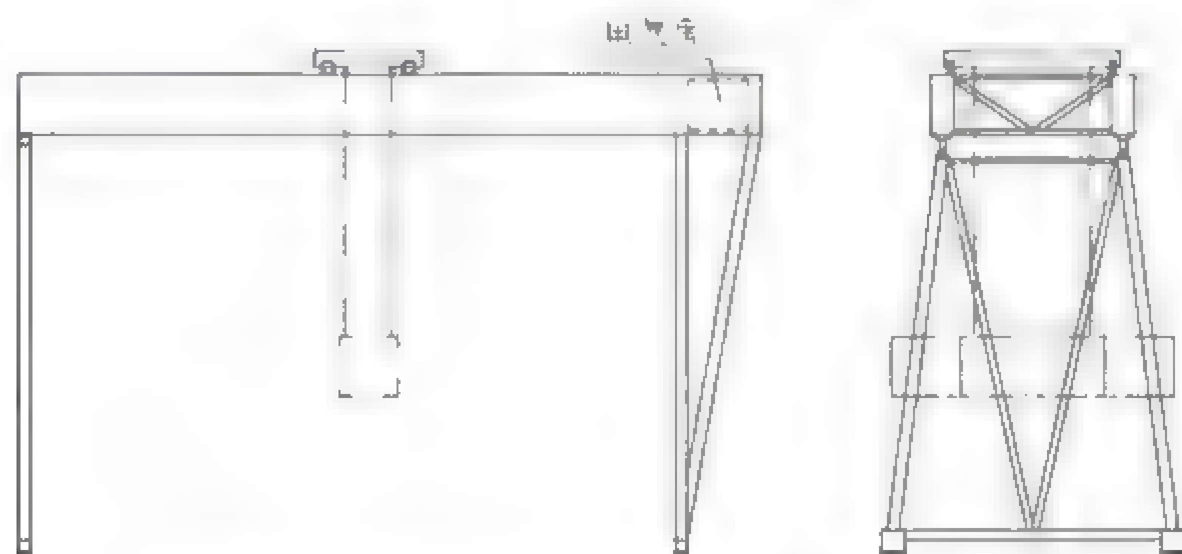


图 6-31 Noell 公司 RMG 龙门架结构

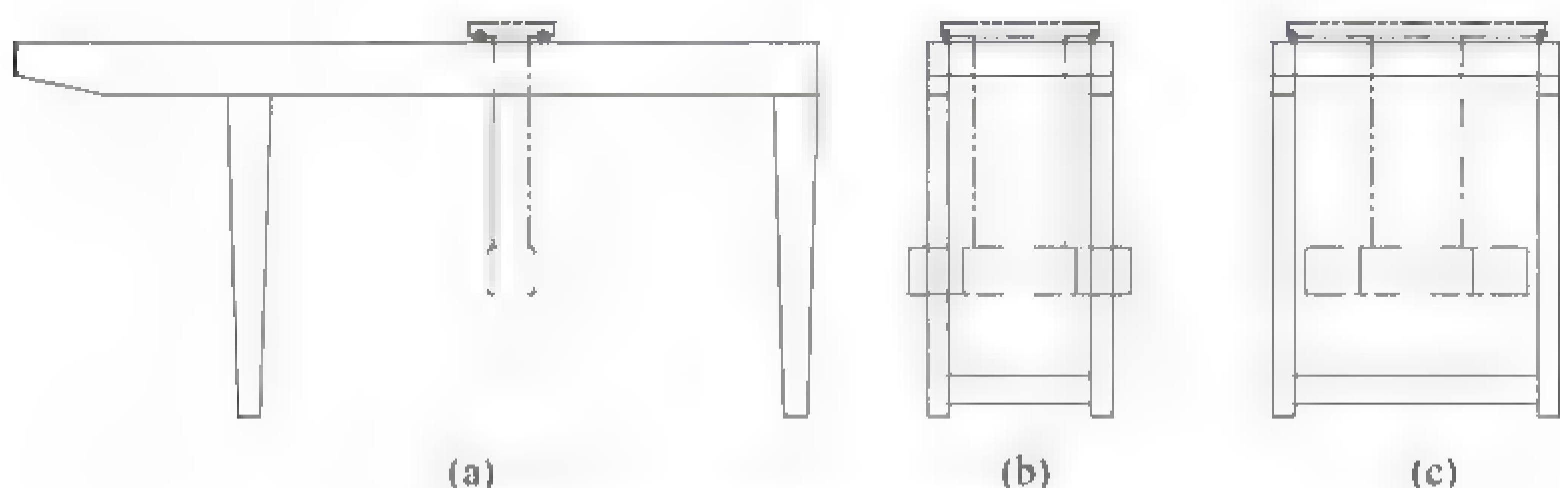

(a) (b) (c)

图 6-32 单悬臂龙门架结构

(3) 双悬臂龙门架结构

这是目前国内外港口集装箱码头，尤其内河集装箱码头看好的一种机型，并且大多具有集装箱吊具和吊钩横梁互换功能，是集装箱堆场、重大件杂货作业的多功能机型。

龙门架的门腿也有多种形式，主要有O形门腿、U形门腿和矩形门腿三种。目前基本都采用矩形门腿，其制造工艺最为简单。另外根据结构受力，有的带有马鞍架和斜拉杆。

不带斜拉杆方案(见图6-33)目前应用较多，且一般允许门腿通过40ft集装箱，为大型集装箱码头首选。整机龙门架结构简单，但由于受悬臂端静刚度限制，悬臂不宜过长。而且为控制悬臂端静刚度，主梁高度尺寸不得不加大，致使整机自重较大。

(4) 各种结构形式RMG应用情况

综上，根据主梁是否带悬臂、马鞍架和斜拉杆，以及刚性门腿和柔性门腿结构特点等不同，将大跨距RMG进行分类，形成表6-18所示的36种结构形式。当然还有其他一些结构形式的RMG，但是使用很少，这里不再讨论。

3) 装卸船舶和堆场多用途RMG龙门架结构形式

对于内河小型集装箱码头或多用途码头来说，能够最大限度地节省投资，提高设备利用率，无疑具有重要的意义。图6-34所示的装卸船舶和堆场多功能RMG，可以完成集装箱的船舶装卸、堆场作业、集装箱拖挂车装卸等功能，真正做到了一机多用。

由于RMG水侧外伸距较大，所以一般都采用带马鞍架和斜拉杆的龙门架结构形式；陆侧根据需要有的带悬臂，有的不带悬臂。门腿可以通过40ft集装箱。跨中和陆侧悬臂下一般留2～3个集装箱拖挂车车道，其余场地全部用于堆场。

这种机型与岸边集装箱起重机相比，价格低廉，适合于内河小型集装箱码头或多用途码头。

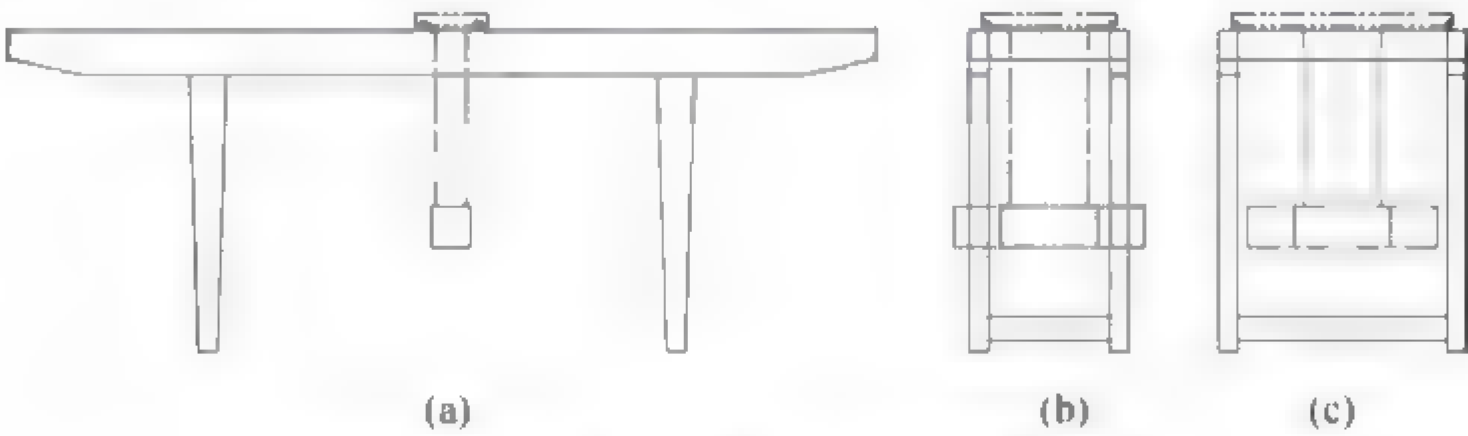


图6-33　双悬臂不带斜拉杆的龙门架结构

表6-18　RMG结构形式分类及应用情况

应用情况	I形刚性门腿+刚接柔性门腿	I形刚性门腿+铰接柔性门腿	V形刚性门腿+刚接柔性门腿	V形刚性门腿+铰接柔性门腿
双悬臂，无马鞍架和斜拉杆	★★★	★	★★	★
双悬臂，带马鞍架，无斜拉杆	★★★	★	★★★	★
双悬臂，带马鞍架和斜拉杆	★★	★	★	★
单悬臂，无马鞍架和斜拉杆	★★	★	★	★
单悬臂，带马鞍架，无斜拉杆	★★	★	★★	★
单悬臂，带马鞍架和斜拉杆	★★	★	★	★
无悬臂，大基距梯形门腿	★★★	★	★	
无悬臂，小基距矩形门腿	★★		★	
无悬臂，大基距矩形门腿	★		★	

注：表中★多少反映目前应用情况，★越多表示应用越多，★越少表示应用越少。

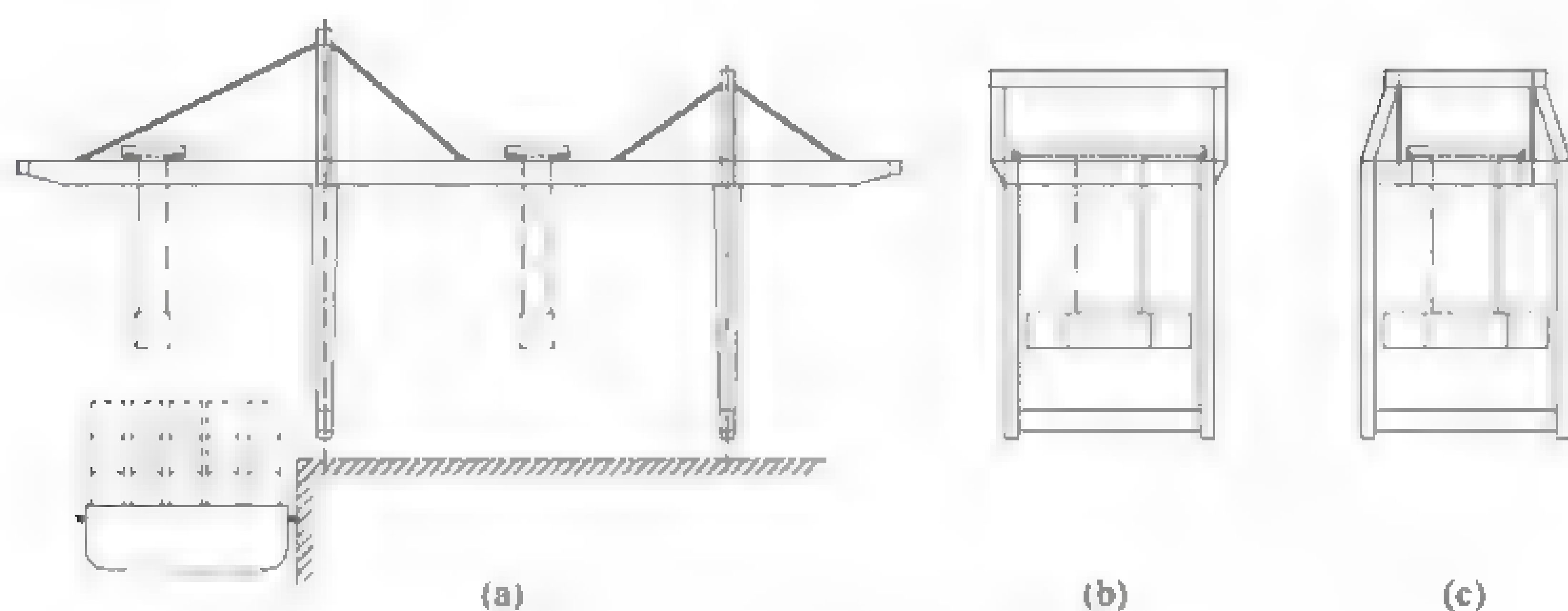


图 6-34　可以接卸小型船舶的 RMG 龙门架结构

4) 结构设计注意事项

按照等强度的设计原则，即主梁悬臂端的最大弯矩和跨中的最大弯矩相等的原则，龙门架的悬臂长度 L 与跨度 S 的关系一般为 $L=0.25S$ 比较合理。但该推荐公式有两个方面的局限性：

(1) 该公式仅考虑了结构的强度问题，未能将刚度问题同时考虑进去。经计算知，如龙门架不带斜拉杆，当 $L=0.25S$ 时，悬臂端静刚度很难满足规范要求。

(2) 该公式所讨论的龙门架结构未考虑到斜拉杆的影响。如果龙门架结构带有斜拉杆(见图 6-35(a))，则悬臂长度完全可以突破 $L=0.25S$ 的限制。

实际上，通过对各种 RMG 龙门架的结构有限元计算发现，双悬臂龙门架结构强度一般都容易满足要求，而其结构刚度(静刚度和抗扭刚度)一般较弱，尤其是悬臂端的静刚度，常常是结构设计的最薄弱环节。

图 6-35 所示为双悬臂带马鞍架和斜拉杆形式的龙门架结构，其中图 6-35(b)所示龙门架只允许 20ft 集装箱通过门腿，图 6-35(c)、(d)所示龙门架允许 40ft 集装箱通过门腿，图 6-35(d)中的龙门架因两主梁中心距较小，马鞍架采用梯形结构形式。

对于带悬臂(包括单悬臂和双悬臂)的偏轨梁 RMG，当起重小车在主梁跨中位置运行时，主梁受力后会向内水平弯曲、扭转，导致小车双轮缘车轮出现卡轨现象，甚至跑偏、啃轨。为增加主梁结构刚度，建议采取以下措施：

(1) 增加马鞍架。通过有限元计算对比发现，对于这种双悬臂主梁结构，龙门架带马鞍架比不带马鞍架可大大提高主梁的抗扭刚度，保证了小车轨道的精度要求。并且，增加马鞍架后，上横梁截面尺寸可有所减小。

(2) 增加斜拉杆。可大大提高主梁悬臂端的静刚度，主梁截面尺寸可减小，结构自重也有较大降低，整机显得轻巧美观。

综上所述，在确定龙门架的悬臂长度时，建议：

(1) 不论是否带斜拉杆，在满足强度要求的前提下，优先考虑静刚度问题。

(2) 当 $L\leqslant 0.25S$ 时，可以考虑采用不带斜拉杆方案；当 $L>0.25S$ 时，则优先考虑带斜拉杆方案。

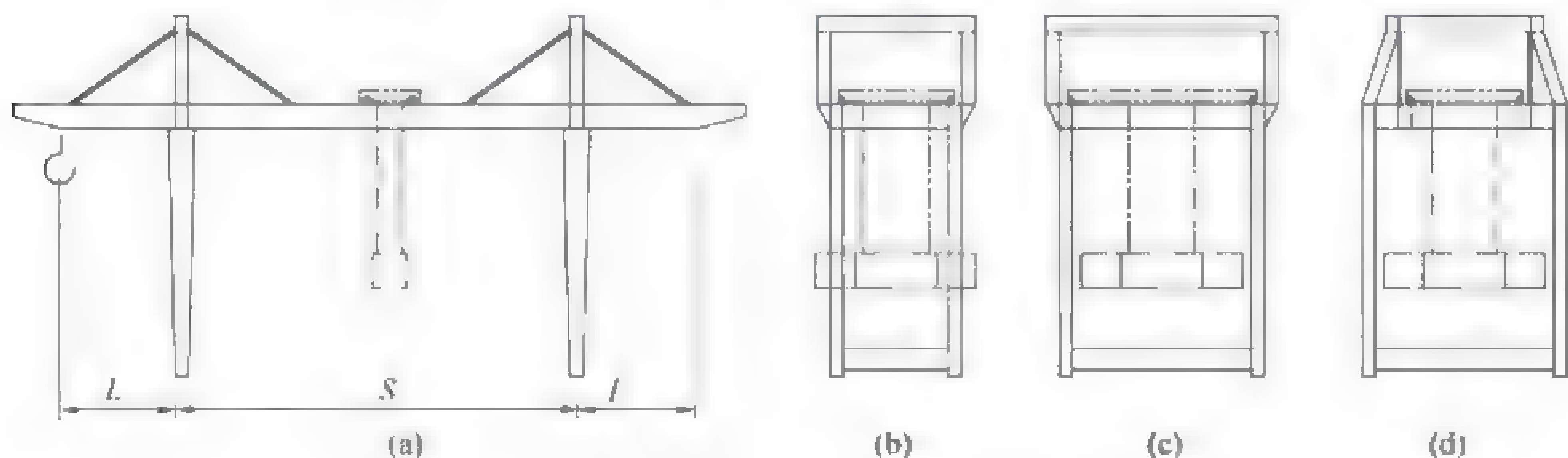


图 6-35　双悬臂带马鞍架和斜拉杆的龙门架结构

6.3.4　主要机构及附属装置

1. 起升机构

1）起升机构驱动装置组成

起升机构驱动装置主要由电动机、减速器、制动器、高速轴联轴器、低速轴联轴器（也叫卷筒联轴器）、钢丝绳卷筒和卷筒轴承座等组成。某些起重机的起升机构驱动装置还备有应急装置，以避免突然断电或起升电动机故障时，可用应急装置使集装箱缓慢下降，安全着地。

起升电动机一般采用变频调速电动机，多选用6极电动机（同步转速1000r/min），分别进行向下和向上变频调速。考虑到减速器和制动器的限速要求，向上调速一般不超过2000r/min，否则高速运转时可能出现不可控制的振动和噪声。

减速器多采用硬齿面的卧式圆柱齿轮减速器，很少采用中硬齿面减速器，极少采用软齿面减速器。由于轨道式集装箱门式起重机的起升速度快，电动机功率大，外形尺寸大，而硬齿面减速器的速比较小，中心距较短，同时钢丝绳根数多，卷筒直径大，因此为使电动机和卷筒之间留有一定的维修与调整空间，必须加大减速器的中心距。而按照功率和扭矩要求计算选型的普通硬齿面减速器输入输出轴的中心距较小，一般不适合这种起重机的使用要求，除非加大减速器的基座号，或者选用中硬齿面减速器，但是这两种选择都将导致减速器价格的急剧增加。现在部分减速器制造企业专门研制了适用于此类起重机起升机构的长中心距减速器，而传递扭矩刚好与电动机匹配。

轨道式集装箱门式起重机的起升机构一般不采用开式齿轮传动。

起升机构制动器多采用盘式制动器。如采用两台制动器，则设置在减速器高速轴的两侧，对称布置，即使电动机输出轴或电动机与减速器之间的高速轴联轴器发生断裂，制动器仍可安全制动。每台制动器的制动安全系数一般为1.25～1.5，当其中一台制动器发生故障时，另一台制动器仍能可靠地制动。当起升机构采用一台制动器时，制动器设置在减速器高速轴端，其制动安全系数为1.75或2以上，电动机和高速轴联轴器发生故障时，制动器也可以确保安全制动，避免发生摔箱事故。

钢丝绳卷筒可采用双联、四联和八联卷筒，其中四联卷筒和双联卷筒应用较多。卷筒一般采用低碳合金结构钢（如Q345）焊接而成。卷筒焊后整体加工完成后，须进行静平衡检测，起升速度较高的卷筒还要进行动平衡检测。

起升机构高速轴联轴器一般可采用弹性或齿式联轴器，且应保证即使不拆电动机和减速器，也可以更换制动器和联轴器。低速轴联轴器则大多采用卷筒专用的齿轮联轴器。

电动机、减速器、制动器、卷筒轴承座等安装调整完毕后，一般应在现场双向焊接定位块，以抑制起重机大、小车高速运行带来的冲击。

2）起升机构驱动装置布置形式与钢丝绳缠绕系统

轨道式集装箱门式起重机大多采用专用的集装箱伸缩吊具，起升机构一般采用4根或8根钢丝绳完成吊具的升降动作，因此在起升机构驱动装置的设计中，必须考虑吊具多吊点的同步升降问题。

为实现集装箱吊具多吊点的同步升降，通常采用一套驱动装置驱动一个四联卷筒或八联卷筒；或者采用一台双出轴电动机分别驱动两台减速器，每台减速器各驱动一个双联卷筒；也有的起重机采用两套独立的驱动机构，卷筒采用双联卷筒，为实现同步升降，将两台减速器的高速轴通过传动轴连起来。

按照减速器高速轴和低速轴的出轴方向不同，驱动装置可以分为平行轴布置形式和垂直轴布置形式两种；从卷筒的数量不同，可以分为单卷筒和双卷筒两种形式；从钢丝绳的数量不同，可以分为四绳起升机构和八绳起升机构。

总之，起升机构驱动装置的布置形式很多，下面介绍几种最典型的驱动装置布置方式

及其钢丝绳缠绕方案。

(1) 四联卷筒平行轴布置方案

图6-36所示为起升机构中最常见的一种布置形式，它是从RTG起重机起升机构借用过来的一种布置方案，但是起升速度一般高于RTG的起升速度。其特点是采用一台电动机通过减速器驱动一个四联卷筒，可以很好地实现集装箱吊具的同步起升。制动器可以采用一台盘式制动器，也可采用两台盘式制动器实施有效的制动，后者安全性更好。

这种驱动装置结构简单，电动机可布置在卷筒的左侧或右侧。当电动机布置在卷筒左侧，即布置在卷筒和改向滑轮之间时(见图6-36(a))，结构最为紧凑，起重小车轨距可达到最小值，小车运行机构可采用集中驱动方式，但应防止钢丝绳与电动机和制动器底座相干涉。当电动机布置在卷筒右侧时(见图6-36(b))，起重小车轨距较大，小车运行机构采用集中驱动方式或分别驱动方式均可，但不存在钢丝绳与电动机和制动器底座相干涉的可能性，更有利于起升机构各零部件的检查与维护。

四绳起升机构钢丝绳缠绕方案如图6-37所示。这种方案通过吊具回转机构可以实现吊具的水平回转，回转角度一般为±(3°~5°)，有利于集装箱的对位。但随着大车运行速度的提高，在起升机构和大车运行机构联合动作时，大车起制动阶段易发生钢丝绳脱槽现象。

(2) 两个双联卷筒平行轴布置方案

为避免大车运行机构起制动时钢丝绳出现脱槽现象，近几年RMG起升机构改用图6-38所示的两个双联卷筒平行轴布置方案，两套双联卷筒起升驱动装置在高速轴通过传动轴连接，

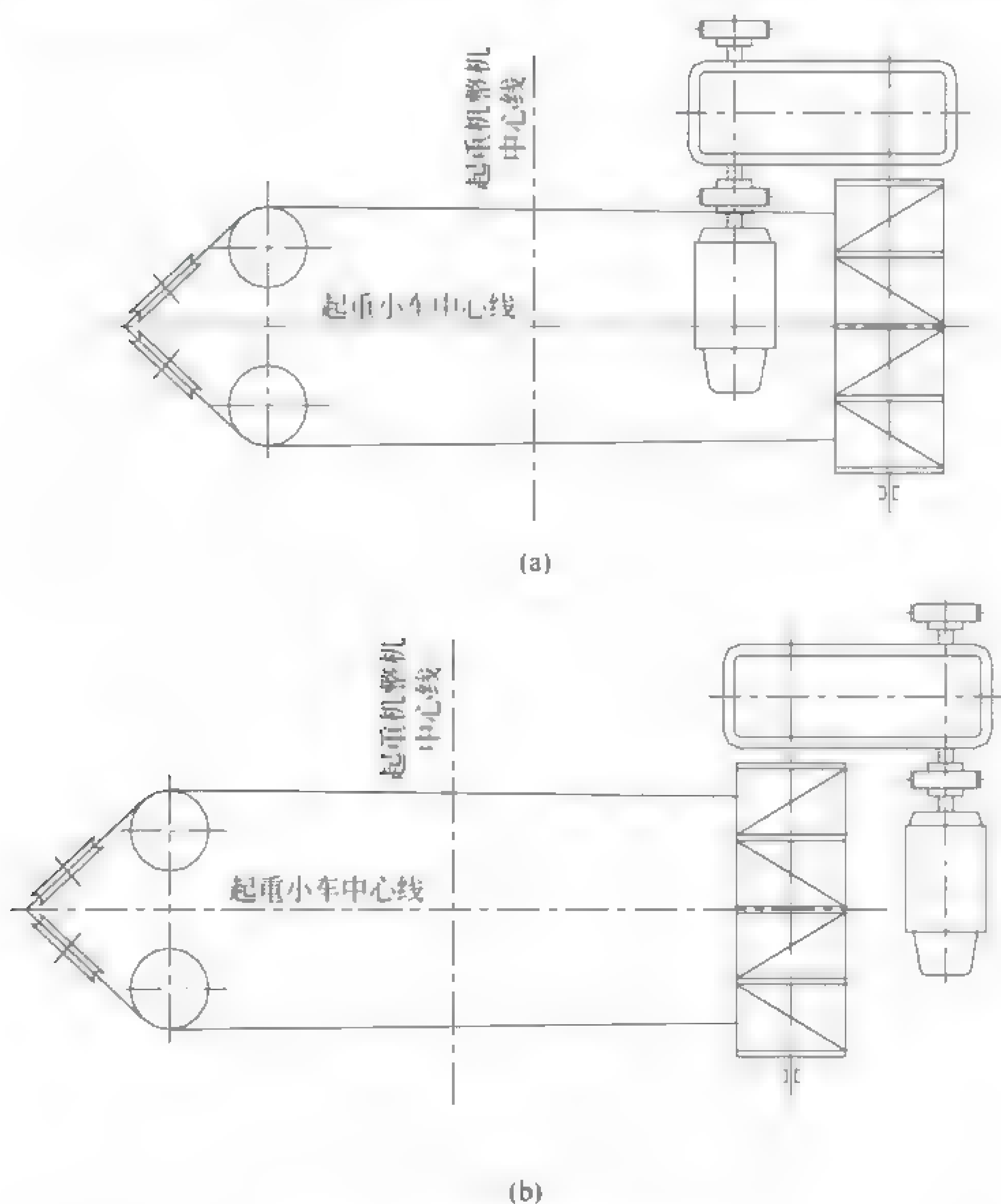


图6-36 四联卷筒平行轴布置简图

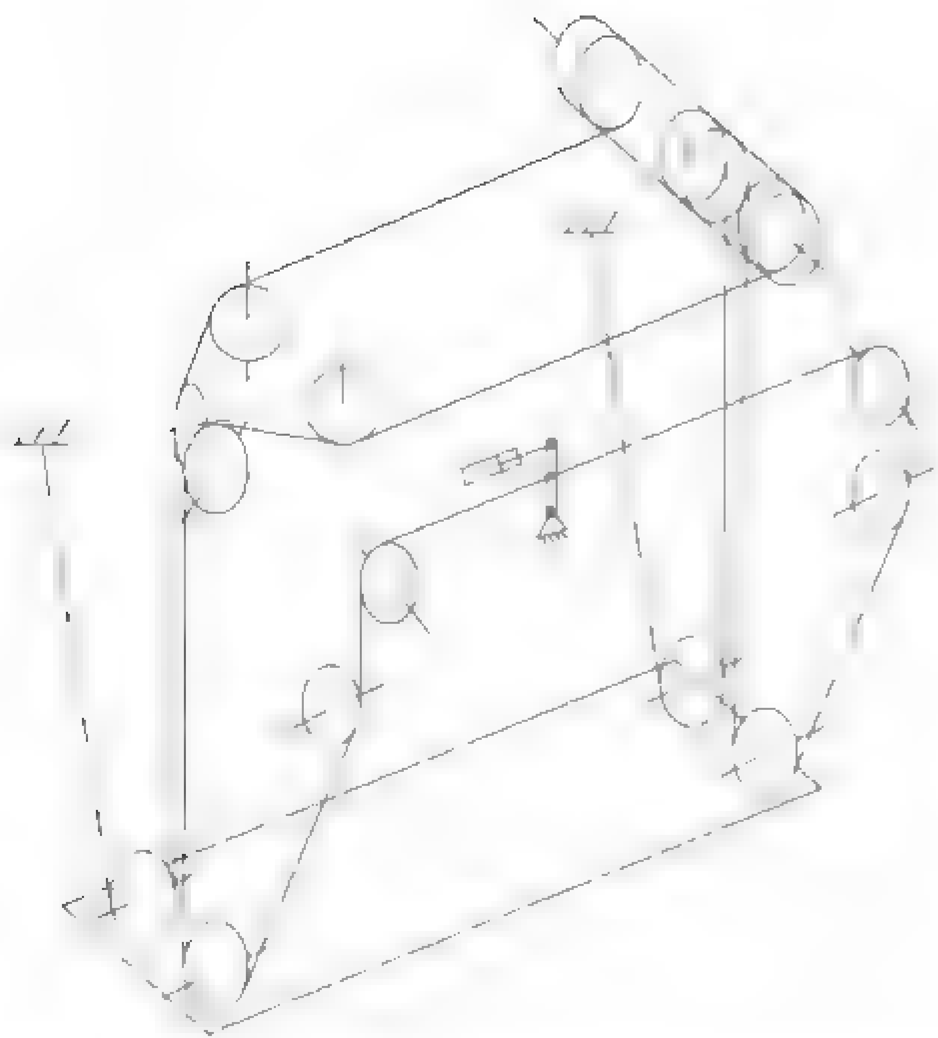


图 6-37 四绳起升机构钢丝绳缠绕系统简图

以确保集装箱吊具的4根钢丝绳同步升降。图6-39所示为其四绳起升钢丝绳缠绕系统简图。

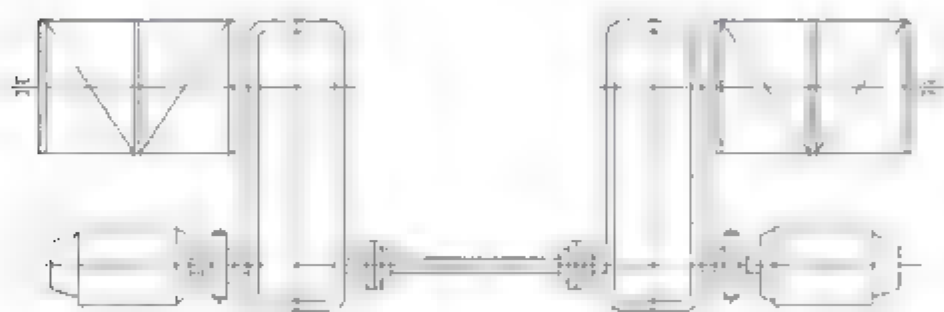


图 6-38 两个双联卷筒起升机构布置简图

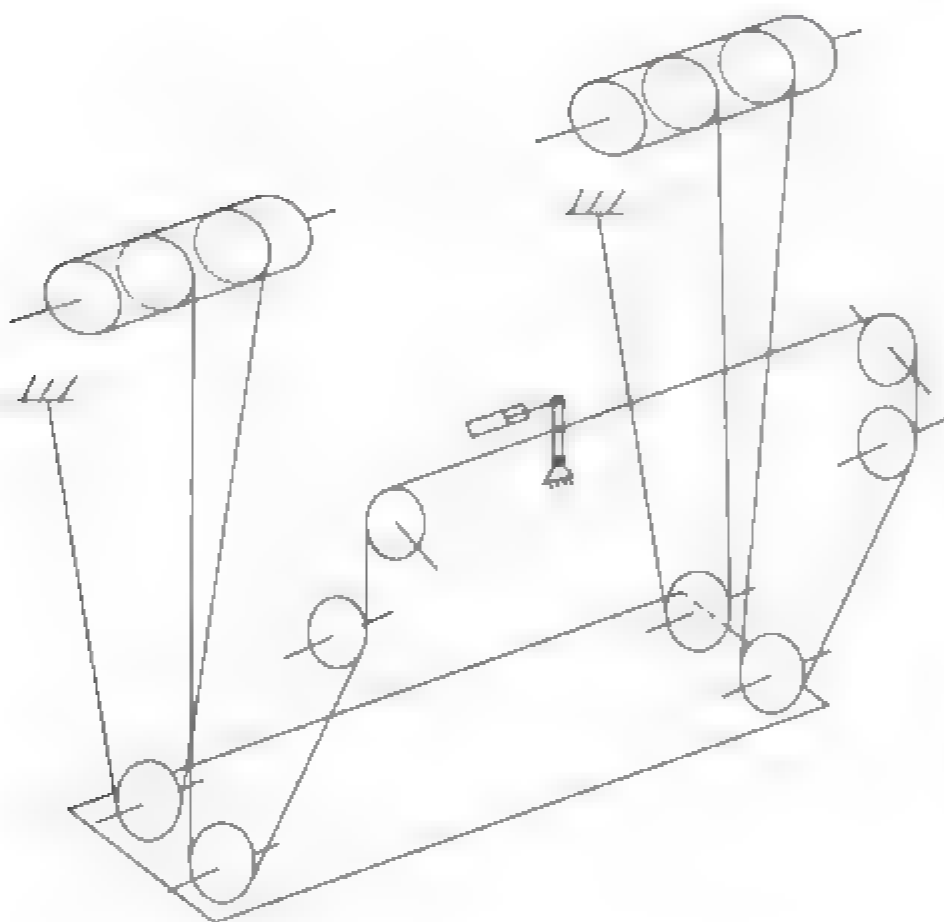


图 6-39 两个双联卷筒起升机构钢丝绳缠绕系统简图

(3) 单减速器驱动两个四联卷筒布置方案

双四联卷筒起升机构(八绳起升机构)是一种具有起升和减摇双重作用的钢丝绳缠绕方式,有利于提高起重机的作业效率。该布置方案在RMG的应用时间较短,但使用效果良好。其不足之处是钢丝绳缠绕系统复杂,导致小车结构较为复杂,钢丝绳使用寿命缩短。该起重机尤其应注意掏箱作业时,最外侧钢丝绳不应与相邻两侧的最顶层集装箱边角发生干涉,导致钢丝绳磨损和加速损伤。双四联卷筒起升机构如图6-40所示。

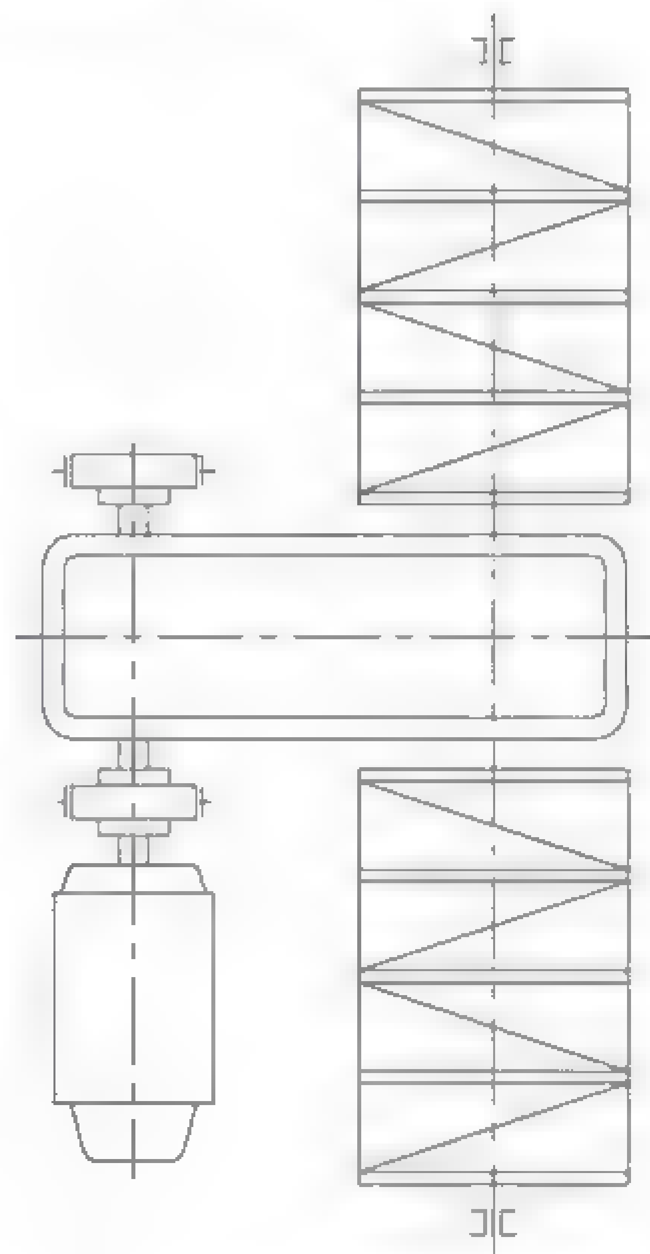


图 6-40 双四联卷筒起升机构布置简图

八绳起升钢丝绳缠绕系统包括卷筒、钢丝绳、上滑轮组、吊架和位于吊架四角的4个连接件,如图6-41所示。8根钢丝绳绕过小车架上的改向滑轮,向下固定在吊架的4个连接件上,形成完全相同的4个倒三角形,使吊具在大车和小车两个运行方向均处于比较稳定的状态,减摇效果好,大大提高了对箱速度和作业效率。

2. 小车运行机构

1) 小车运行机构布置形式

轨道式集装箱门式起重机的移动载荷(含起重小车、集装箱吊具、吊具上架的自重和集装箱重量)大,吊载迎风面积大,风载荷大,而且小车运行速度又较高(一般不低于70m/min,

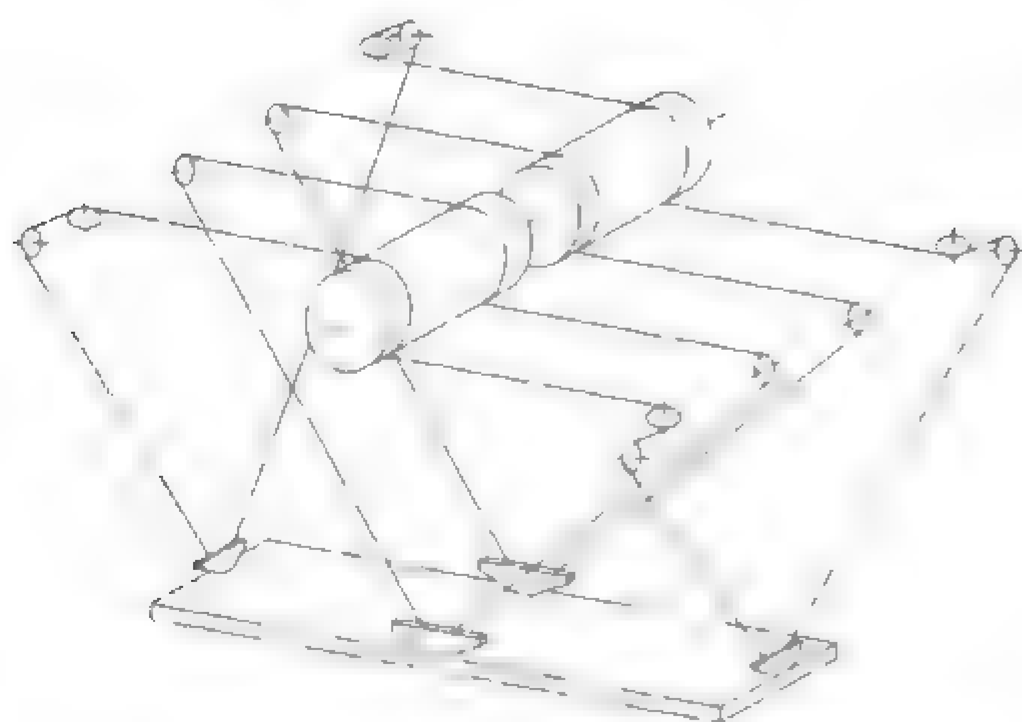


图 6-41 八绳减摇起升机构钢丝绳缠绕系统简图

最高达到 120m/min 或更高），导致小车运行阻力大，因此小车运行机构多采用四轮全驱动方式，以有效地防止小车起制动时车轮打滑。

起重机龙门架多采用偏轨梁，在小车轮压的作用下，主梁向内扭转弯曲，小车轨距发生改变，这可能导致起重小车跑偏或啃轨。为此，当起重小车轨距较小时，应尽可能采用集中驱动方式，并设置小车水平轮导向装置和小车防脱轨装置。

(1) 集中驱动方式

小车运行机构集中驱动方案一般用于小车轨距较小的起重机。对于无悬臂结构 RMG，当采用梯形门腿时，小车轨距一般只有 6～7m，基本全部采用集中驱动；对于带悬臂 RMG，当只需要 20ft 集装箱通过门腿时，小车轨距一般约为 9m，此时建议优先选用集中驱动方式。

小车运行机构采用集中驱动方案时，一般前后各采用一套集中驱动方案，共两套，以实现四轮全驱动。此时小车运行同步性好，不易跑偏。另外还可利用小车运行机构的电动机、制动器、减速器的不同位置来尽可能抵消由于起升机构驱动装置偏置带来的小车轮压不均衡。

根据减速器的布置方式不同，可分为立式减速器方案和卧式减速器方案两种布置形式。后者应用更多。

图 6-42 所示为典型的集中驱动卧式减速器方案。小车运行机构由电动机、减速器、制动器、万向传动轴等组成。全部零部件在小车平台以上，维护保养极为方便。其中万向传动轴可有效弥补大跨距小车架变形和安装误差带来的影响。该方案也是 RTG 应用最为普遍的一种传动形式。

(2) 分别驱动方式

轨道式集装箱门式起重机大多为双悬臂或单悬臂结构，且要求 40ft 或 45ft 集装箱能够通过门腿，此时小车轨距较大，一般在 15～17m，这时候可考虑采用分别驱动方案。小车运行机构一般采用 4 套独立的驱动机构分别驱动，同时必须考虑小车行走时两侧车轮的同步运行问题。

起重小车采用分别驱动时，小车运行机构一般由电动机、制动器、减速器、传动轴和车轮等组成。目前越来越多地选用电动机、制动器和减速器集成的三合一减速电机驱动机构。

分别驱动方式亦可分为很多种方式，有立式减速器方案、卧式减速器方案和三合一减速电机方案，后两者应用较多。

① 卧式减速器方案。图 6-43 所示为典型的卧式减速器方案。图(a)、(b)方案类似，只是

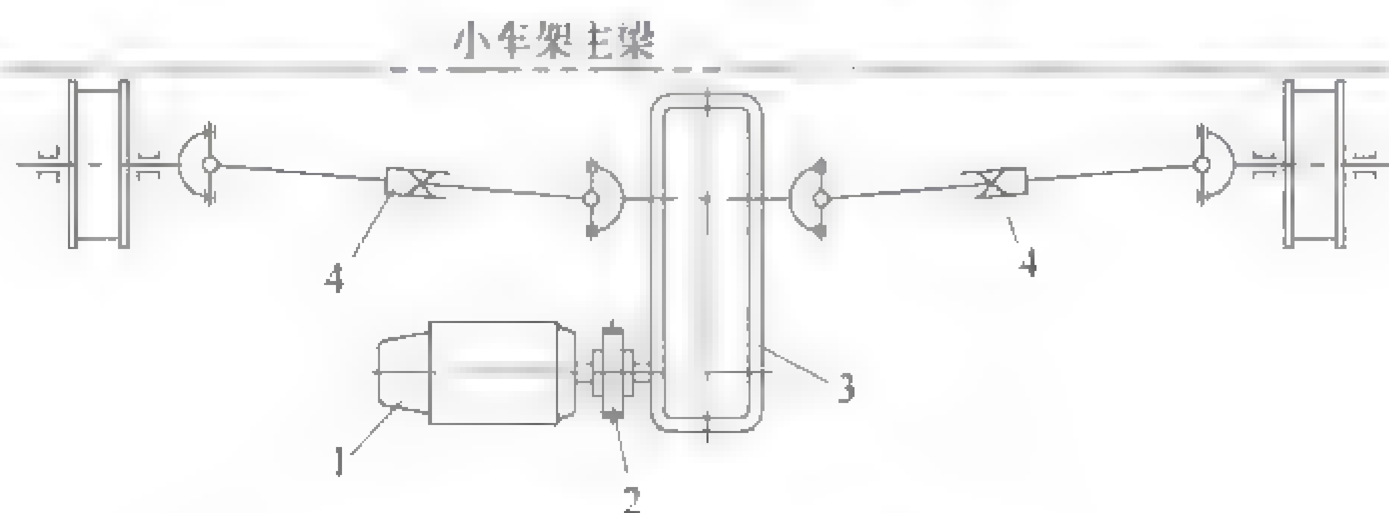


图 6-42 小车运行机构集中驱动方式
1—电动机；2—制动器；3—减速器；4—万向传动轴

前者采用可伸缩万向传动轴，而后者采用普通传动轴。前者可更方便安装与调整，适合与小车运行速度较高的机型配套。

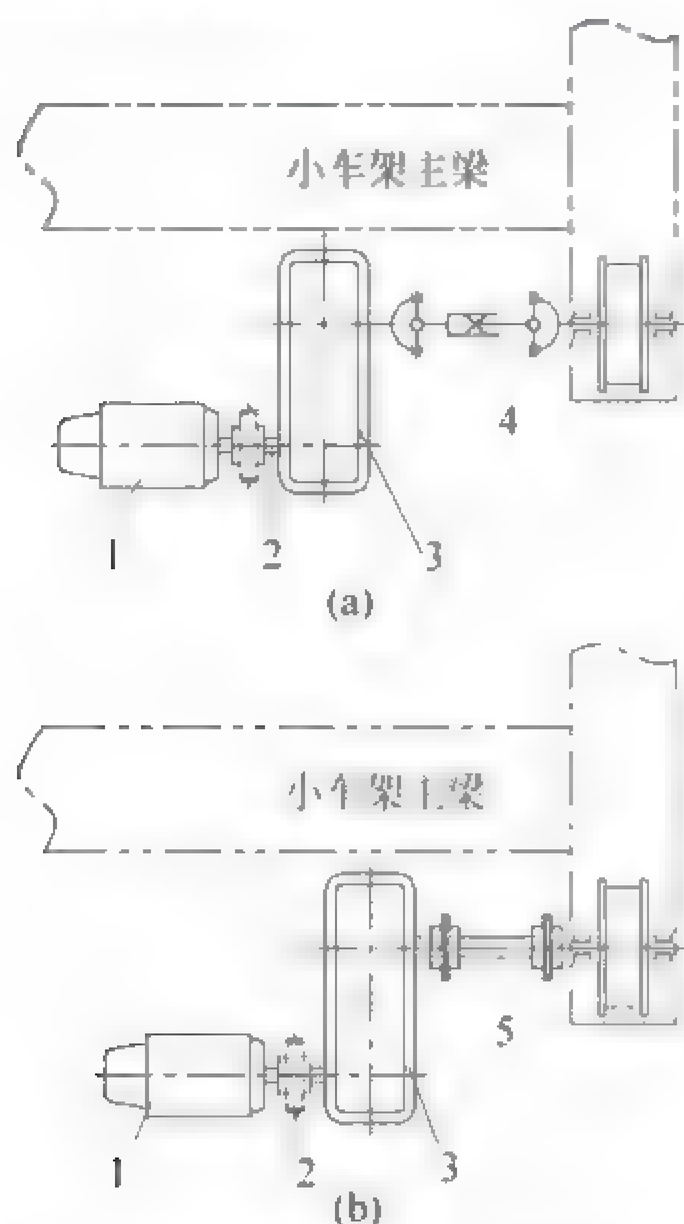


图 6-43 小车运行机构卧式减速器驱动方案简图
1—电动机；2—制动器；3—减速器；
4—可伸缩万向传动轴；5—传动轴

② 三合一减速电机方案。小车运行机构三合一减速电机方案经过近十几年的使用，证明其安全可靠，维护方便，安装方式最为简单。目前小车运行机构三合一减速电机方案主要有两种方式：一是采用平行轴立式减速器形式；二是采用垂直轴立式减速器形式。两种方案的应用都很多。

2）小车运行机构防跑偏和防啃轨问题

随着起重机轨距的增大和大、小车运行速度的提高，跑偏和啃轨是一个不容忽视的问题。不过从目前国内外运行的数百台 RMG 和其他门式起重机来看，只要设计合理，跑偏和啃轨问题是可以解决好的。

对于通用门式起重机，小车因轨距小，普遍采用集中驱动，故极少出现跑偏和啃轨问题，一般只有大车行走才存在跑偏和啃轨问题。而对于小车轨距较大且采用分别驱动的 RMG，小车和大车运行机构都可能出现跑偏和啃轨问题。

（1）运行机构防跑偏措施

解决跑偏和啃轨问题，可从以下几方面考虑：

① 对于轨距不大的小车运行机构，优先选用集中驱动方案。

② 对于由主梁水平或抗扭刚度不足而引起的小车车轮啃轨问题，宜采取有效措施，增加主梁刚度。

③ 在钢轨选择上应适当提高钢轨规格，增大轨道的抗弯、抗扭能力。

④ 轨道压板应能够有效地防止轨道的侧向滑移。

（2）小车水平导向轮防跑偏技术

当起重机主梁采用偏轨梁，且小车轨距 S 较大，而基距 B 相对较小，小车运行机构采用四角独立驱动时，为防止起重机主梁受力后变形而引起的高速小车跑偏和啃轨问题，起重小车一般都增设防跑偏水平导向轮。

对于大车轨距较小的起重机，无论采用正轨梁还是采用偏轨梁，起重小车均可采用双轮缘车轮，小车水平导向轮多采用四角安装方式，如图 6-44 所示。

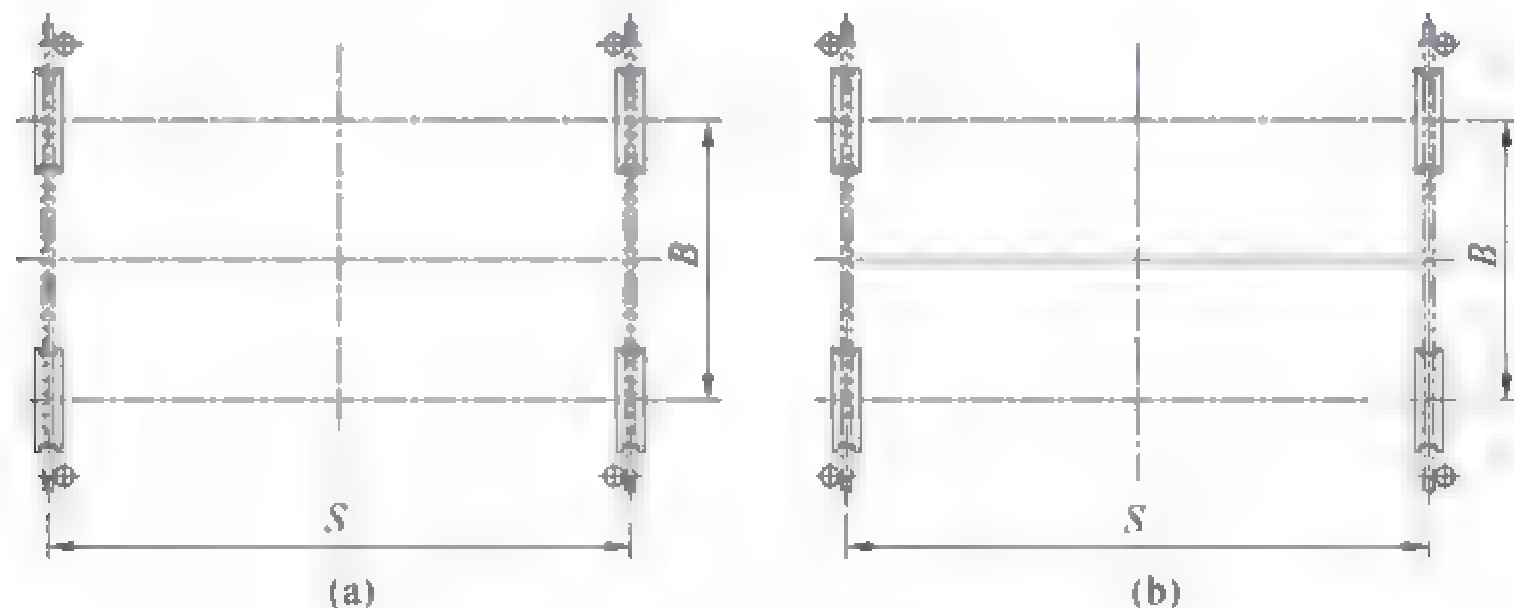


图 6-44 双轮缘小车四角安装水平导向轮

对于大跨距起重机，主梁多采用偏轨梁箱形主梁。起重小车在跨中运行时，小车轨距变小，如果采用双轮缘小车车轮，则可能出现车轮内侧轮缘啃轨，甚至脱轨现象。因此可采用只带外侧轮缘的单轮缘车轮，在轨道外侧四角安装水平导向轮，如图 6-45 所示。

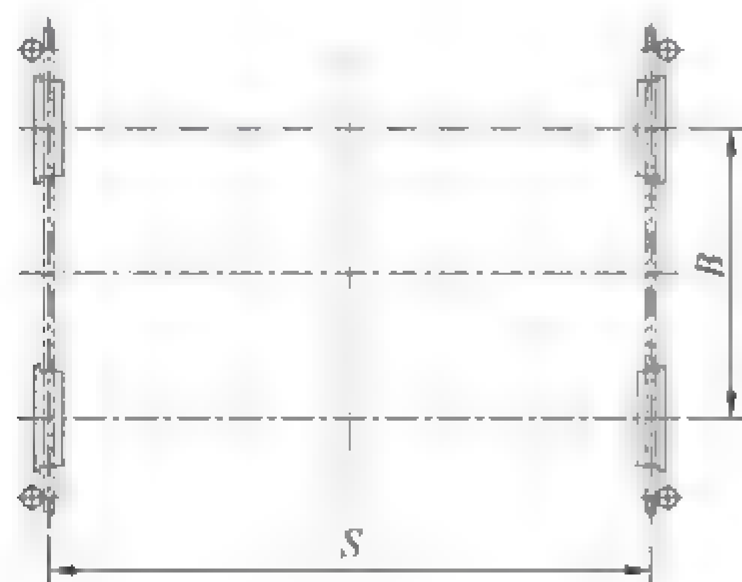


图 6-45 单轮缘小车四角安装水平导向轮

近几年，许多 RMG 小车水平轮改为单侧轨道安装(见图 6-46)，四个车轮全部采用无轮缘车轮，或带水平轮一侧的两个车轮采用双轮缘车轮，而另一侧的两个车轮采用无轮缘车轮，以达到更好地防跑偏和适应主梁水平变形的效果。同时车轮的双轮缘、水平轮和小车架上的防坠落挡块，共同形成了防小车脱轨、坠落的多重保护。

3. 大车运行机构

1) 大车运行机构基本要求

大车运行机构的一般要求如下：

(1) 大车运行机构应确保 RMG 逆风/顺风时仍能正常地启/制动。

(2) 主动车轮数量不低于车轮总数的 1/2，否则应进行起制动时车轮的打滑验算。在大风地区有的用户要求主动车轮数甚至要达到车轮总数的 2/3，以便起重机可以逆风(25m/min)行驶到锚定位置。

(3) 车轮带轮缘，轮轴装配易于更换。

(4) 起重机应有可靠的安全保护装置，包括减速和终点限位开关、端部缓冲器、防雷接地装置(防雷要求高的地区)、防爬器、断轴保护装置等。同一轨道上的相邻两台起重机之间还应有可靠的防碰撞措施。

(5) 为防止工作时突发阵风，起重机应安装防风车轮制动器。

(6) 安装可靠的防台风锚定装置和防风拉索装置。

(7) 平衡梁上设有与堆场预埋件相适应的顶升点，供维修顶升用。

(8) 驱动装置周围安装有易于拆卸的圆钢管或方钢管制作的护栏。

(9) 尽可能不用开式齿轮传动。

(10) 在 RMG 每角端部都装有清除轨道上可能存在的障碍物的扫轨器。

2) 大车运行机构车轮布置形式

大车运行机构由平衡梁、台车架、驱动装置、车轮和防风车轮制动器等组成。起重机龙门架通过平衡梁和台车架支承在行走车轮上，并保证同一腿上各车轮轮压相等。

起重机沿地面钢轨行走，根据轮压要求，每套大车运行机构行走台车组的车轮数量通常有 4 轮、6 轮和 8 轮，其中应用最多的是 4 轮和 6 轮行走台车组，如图 6-47 所示，也有极少数采用 5 轮布置方案。

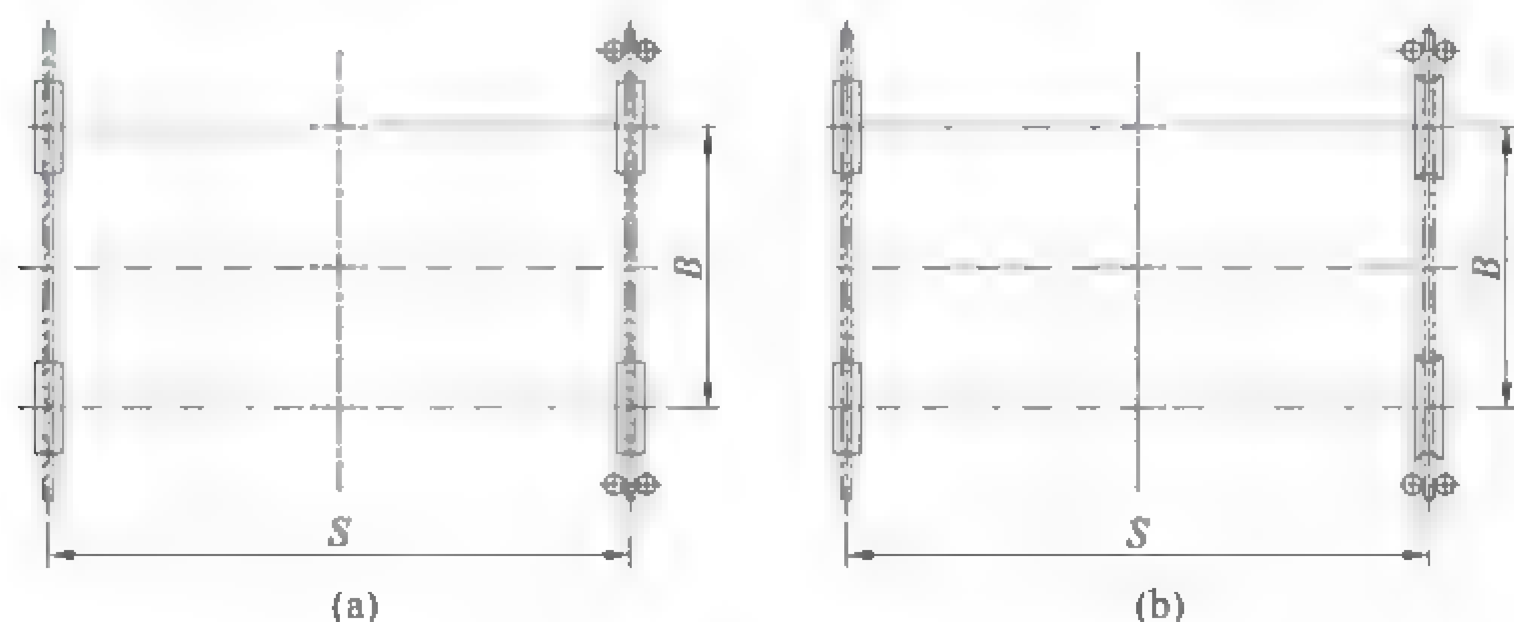


图 6-46 小车单侧轨道安装导向水平轮

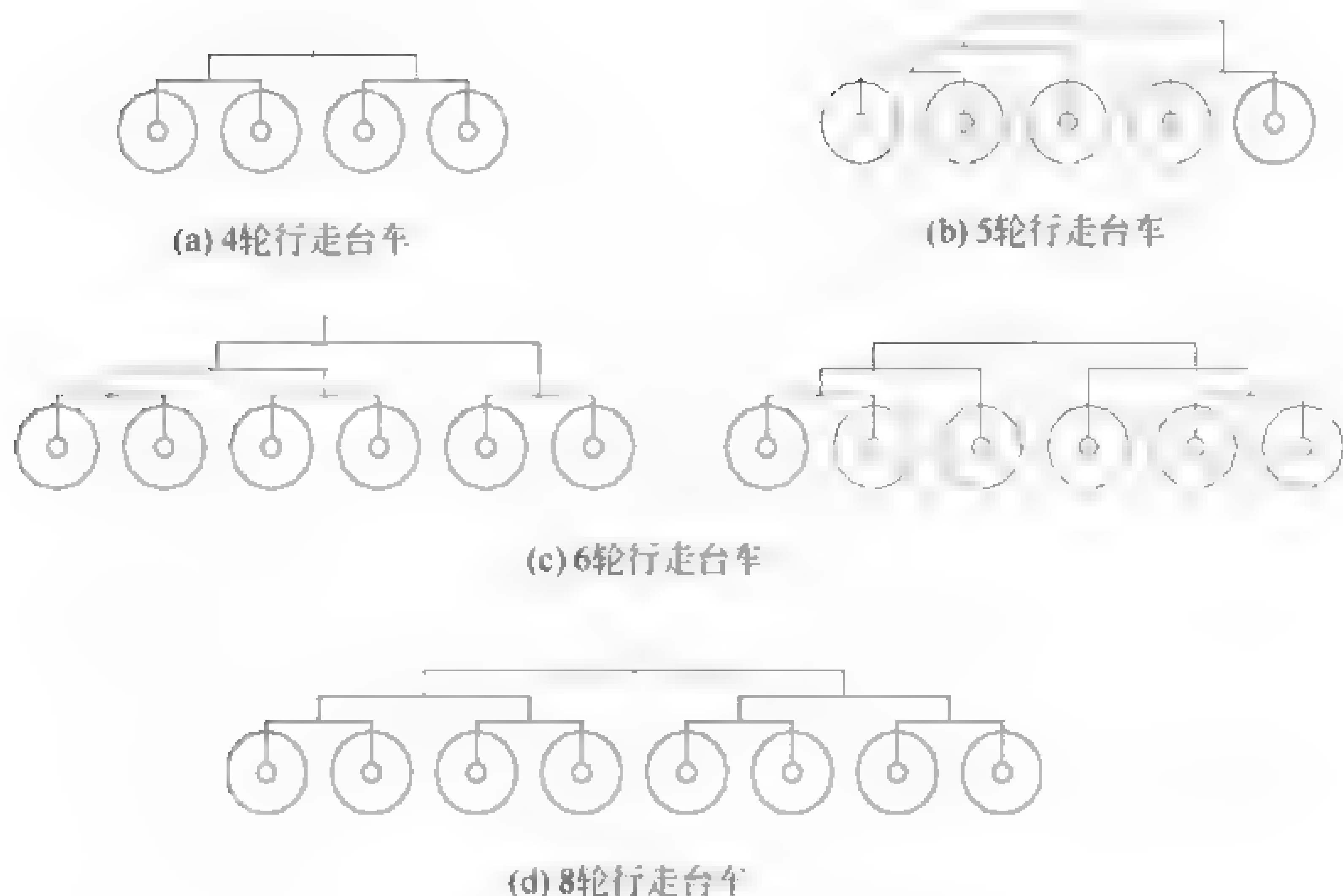


图 6-47　大车运行机构车轮布置形式

大车运行机构各零部件的制造和安装误差是不可避免的，起重机钢结构和大车轨道变形也是不可避免的，而起重机的运行速度较高，所以大车运行机构的车轮不宜太多，安装的直线度要求较高。

3）大车运行机构驱动装置

轨道式集装箱门式起重机大车驱动装置由电动机、联轴器、制动器、减速机等组合而成，近年来更多地选用三合一减速电机驱动方式。

大车运行机构为使主动车轮数达到车轮总数的1/2以上，同时又尽可能降低设备造价，常常设计为一套驱动装置通过开式齿轮同时驱动2个车轮，甚至3个车轮，简称"一拖二"驱动方式，或"一拖三"驱动方式。不过鉴于开式齿轮传动的固有缺点，越来越多的用户已不考虑采用开式齿轮传动，所以用一套三合一驱动装置单独驱动一个车轮的方式应用更多。

另外，大车运行机构可采用轮边制动器、防风铁楔制动器、顶轨器或夹轨器等作为工作状态的防风制动器。

对于大跨距的 RMG，大车跑偏与啃轨问题同样是一个较为常见的问题，具体解决方案详见 4.2 节介绍。

4. 回转机构

轨道式集装箱门式起重机的回转机构常见的可分为三种形式。

1）港口 RMG 的吊具回转机构

根据用户要求，在港口大部分 RMG 的起重小车上安装有电动推杆或电液推杆装置，可使集装箱吊具实现±(3°～5°)的微调性小角度回转，便于吊具对箱和装卸车作业；也有一些 RMG 根本不考虑回转问题，或者采用带可翻转导板的集装箱吊具，也可实现吊具小角度回转。

港口 RMG 的吊具回转机构一般采用电动推杆或电液推杆实现，少量采用液压缸驱动，回转角度一般不超过±5°。图 6-48 所示为采用电液推杆驱动的吊具回转机构。

还有的 RMG 要求吊具具有前后倾、左右倾功能，但对于只装卸集装箱拖挂车的 RMG 来说，一般具备吊具回转功能也就足够了。

2）铁路 RMG 的回转式小车

铁路 RMG 一般要求集装箱能回转至少±180°，因此需要采用起重小车整体回转方式，实现吊具±(180°～215°)的回转。

对于门腿只允许通过 20ft 集装箱的 RMG 来说，起吊 40ft 集装箱要通过门腿时，必须先

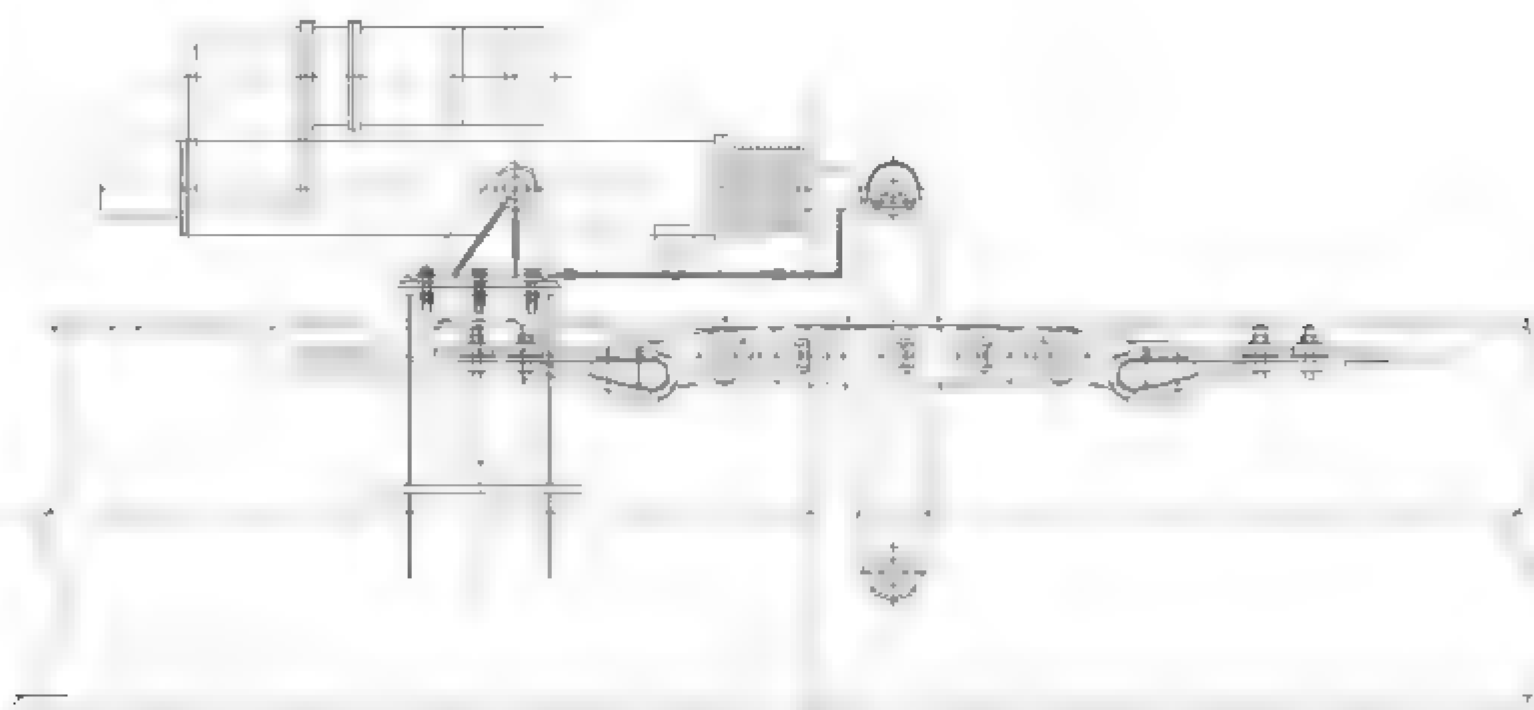


图 6-48 电液推杆驱动的吊具回转机构

回转 90°,然后才能通过门腿。因此起重机的有效悬臂长度还必须满足 40ft 集装箱在悬臂位置进行回转的要求,如图 6-49 所示。



图 6-49 铁路货场用 RMG 回转式起重小车

目前在铁路货场使用的 RMG 上,其起重小车上装有类似门座起重机的回转机构。起重小车分为上、下两层,上下车之间设回转支承。回转支承一般采用沿环形轨道行走的 4 个滚轮,其中 2 个滚轮为主动车轮,由 2 套驱动装置驱动。也有的起重机回转小车采用回转大轴承支承,结构紧凑,回转平稳,而且只需要 1 套三合一立式行星减速机驱动即可,但造价较高。

3) 回转式集装箱吊具上架

最初,回转式集装箱吊具上架是一种应用于多用途门座起重机上进行集装箱装卸船作业的专用吊具。一般吊具上架与吊具部分做成一体,不可分开。吊具的伸缩、转锁、翻板和回转等机构全部采用液压驱动,吊具一般可实现 360°全角度回转;另外吊具还有可移动功能,以满足集装箱的偏载。

用于 RMG 的集装箱吊具一般由集装箱吊具上架、伸缩式集装箱吊具两部分组成。回转集装箱吊具实际上是在其吊具上架部分增加一套回转机构,如图 6-50 所示。

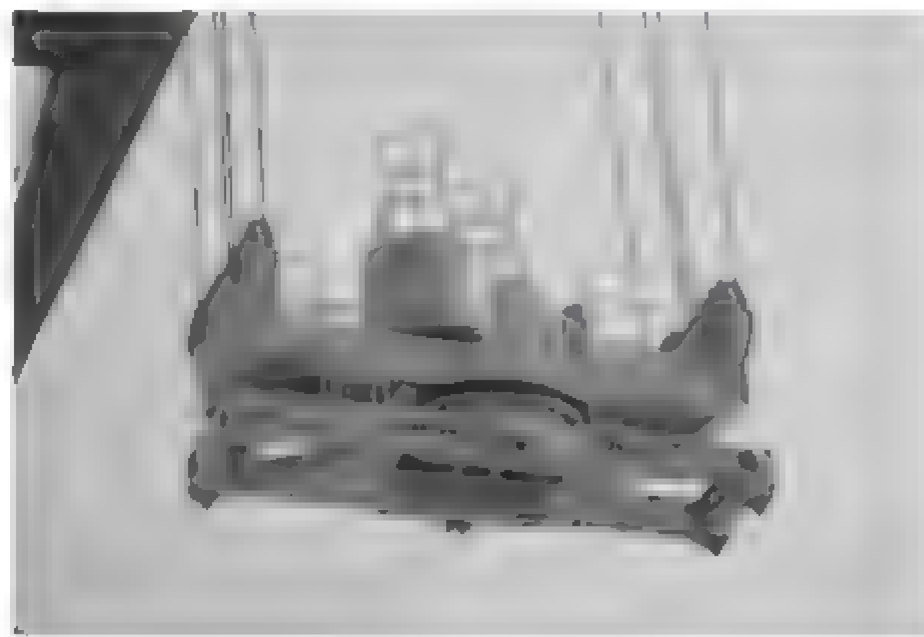


图 6-50 回转式集装箱吊具上架

回转机构由回转大轴承和回转驱动装置组成。回转大轴承采用外齿圈,通过一套立式安装的驱动装置驱动下半部分回转。回转驱动装置由电动机、行星减速器和行星小齿轮等组成。

采用回转吊具实现集装箱的回转,显然比回转式起重小车要简单许多,可以采用普通的起重小车代替回转式起重小车,只是起重机主梁高度要增加一些,起升机构的驱动功率要稍大一些。建议在铁路集装箱货场推广应用。

5. 吊具减摇系统

起重机的吊具减摇问题一直是影响起重机作业效率的难题。吊具减摇方法很多,但是使用效果都不是很理想。目前应用最多的吊具减

摇方法是采用4个力矩电动机(或变频电机)驱动的斜拉钢丝绳减摇系统，如图6 51所示。对于起升高度较大的起重机，设计时应特别注意，掏箱作业时应避免减摇钢丝绳与相邻两侧的顶层集装箱相干涉，造成钢丝绳过快磨损。

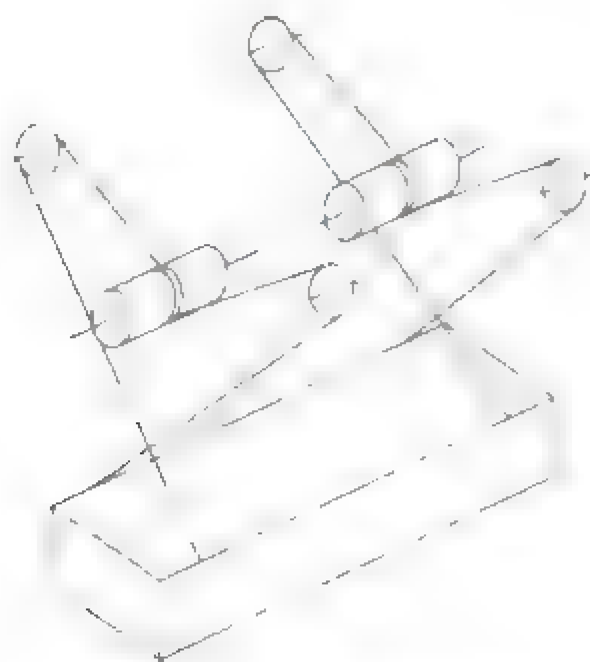


图6-51　吊具减摇系统

许多起重机为降低成本，可以取消吊具减摇系统，完全靠司机操作的熟练程度来控制集装箱的摇摆。

6. 吊具上架、集装箱吊具、吊钩横梁、抓斗

1) 吊具上架

吊具上架(简称吊架)下部通过锁销或插销方式与集装箱吊具连接，可快速更换吊具，便于吊具的维护保养；上部通过钢丝绳缠绕系统与起重小车上的起升机构和吊具回转机构相连，实现吊具的起升和回转。根据起升钢丝绳缠绕方式不同，吊具上架也分为四绳上架和八绳上架，图6-52所示为应用广泛的八绳起吊集装箱吊具上架(图中画框部分)。



图6 52　八绳起吊集装箱吊具上架

用于多用途门座起重机或某些特殊要求的轨道式集装箱门式起重机(如铁路用)上的集装箱吊具，可采用带回转机构的专用回转式吊具上架，如前所述。

2) 集装箱吊具

集装箱吊具的种类，目前应用最多的是专用的液压集装箱吊具和电动集装箱吊具，详见8.4节。

起重机和集装箱吊具的设计都应允许集装箱有少量的负载偏载，并在此状态下能够安全可靠地工作。重心的允许偏移范围可参考表6-19。

表6-19　集装箱重心的允许偏移范围

m

方向　允许偏移量　集装箱规格	20ft集装箱	40ft集装箱
纵向	±0.6	±1.2
横向	±0.2	±0.2

近几年，电动集装箱吊具以其节能环保的优势得到很好的推广应用。与液压集装箱吊具相比，电动集装箱吊具有以下特点：

(1) 电动集装箱吊具的耗能只有传统液压集装箱吊具的10%。在传统液压集装箱吊具上，由于液压动力站一直处于工作状态，因此能耗较大；而在电动集装箱吊具上，电动机只在需要动作时才通电，平常是不耗电的，因此能耗很低，这也降低了吊具的使用成本。

(2) 电动集装箱吊具降低了维修和保养成本。因为没有液压油和过滤器，就不必像传统液压集装箱吊具那样需要经常检查和保养。保养的间隔将延长，最重要的是电动集装箱吊具的维修和保养将大大简化，从而降低了使用成本。

(3) 电动集装箱吊具有更高的工作可靠性。

(4) 电动集装箱吊具结构紧凑，重量轻。电动集装箱吊具要比传统液压集装箱吊具轻得多，在吊具下起重量不变的情况下，可有效降低整机自重和能耗。

(5) 电动集装箱吊具对其使用环境要求

低，而且绿色环保。电动集装箱吊具没有液压系统，所以不存在液压油的泄漏问题，也无须进行加热，因此对环境不像传统液压集装箱吊具要求那么高。

3）吊钩横梁

许多RMG配有吊钩横梁（见图6-53），尤其对于箱量不大的内河集装箱码头，配备吊钩横梁，可实现RMG的一机多用。吊钩横梁是RMG实现重大件、长大件、件杂货吊装的专用属具。



图6-53 吊钩横梁

吊钩下起重量一般大于吊具下起重量。如广泛使用的吊具下40.5t的RMG，其吊钩下起重量一般可达到45t，完全可以满足件杂货码头普遍使用的40t门座起重机的匹配作业要求。

吊钩横梁的上部结构与标准集装箱吊具完全一致。吊具卸下后，可以快速更换上吊钩横梁。

吊钩横梁一般由吊钩、吊钩螺母、推力轴承、横梁和承载结构件等组成。为了方便系物，吊钩用止推轴承支承在横梁上，可以绕垂直轴线360°旋转。

钩头有单钩和双钩两种形式可供选择。一般单钩多用于中小起重量的RMG上，双钩（也叫“山”字钩，或元宝钩）虽然制造较单钩复杂，但受力条件好，钩体材料能得到充分利用，一般多用于较大起重量的RMG上。

吊钩横梁的结构件要求具有足够的强度和刚度，其与吊具上架的连接有锁销或插销两种方式。同时为了方便安放和运输，在吊钩横梁上还装有支腿和叉车用叉槽。

4）液压抓斗

在一些内河小型码头，RMG进行散货作业时，一般是在吊钩横梁下面悬挂液压抓斗进行作业，如图6-54所示。抓斗的开合动作依靠抓斗自带的液压站驱动液压缸来实现。液压站动力来自RMG，一般可与大车运行机构共用一路电，分别驱动。



图6-54 液压抓斗

另外，为防止抓斗转动，一般需要采用一根或多根钢丝绳辅助作业。

7. 梯子平台

轨道式集装箱门式起重机的梯子平台分为大梁平台、门腿登机梯子平台、电缆卷筒检修梯子平台和起重小车梯子平台等。

进入起重机司机室的通道应设置两个通道。正常停机情况下司机可由门腿梯子平台直接进入或离开司机室；当小车运行机构故障或断电时，小车无法回到正常停机位置，司机可通过应急通道离开或进入司机室。应急通道需要经过小车架梯子平台和大梁平台。

起重机设计时，尽可能不用直梯，根据设计和使用实践，斜梯角度最好控制为45°～55°，

斜梯的最高层和最低层踏板与上下平台的距离不宜超过150mm。

8. 主要零部件

轨道式集装箱门式起重机的主要零部件包括钢丝绳、滑轮、卷筒、减速器、联轴器、制动器(包括盘式制动器和轮边制动器等)、车轮、吊钩、锚定装置、防风拉锁装置、电缆卷筒、电缆拖令、液压系统、润滑系统等。对于这些常用的零部件,这里不再赘述,下面介绍近几年新研发与应用的几种零部件。

1) 维修起重机

以前绝大多数RMG都不设维修起重机(简称维修吊或维修小吊机),RMG的维修全靠人力或地面汽车起重机搬运或起吊零部件,显然很不方便。近几年,在一些高配置的RMG上,越来越多地增加了维修起重机。维修起重机主要用于起重小车及主梁平台以上部位的维修使用,它可以将零部件和维修工具自地面起吊到起重小车平台上,或主梁平台上。

维修起重机应设置在地面汽车通道或叉车可以到达位置的正上方,方便维修零部件和工具的运输,但不宜设在起重机跨中或悬臂远端,避免因为维修起重机的设置而额外增加主梁挠度。

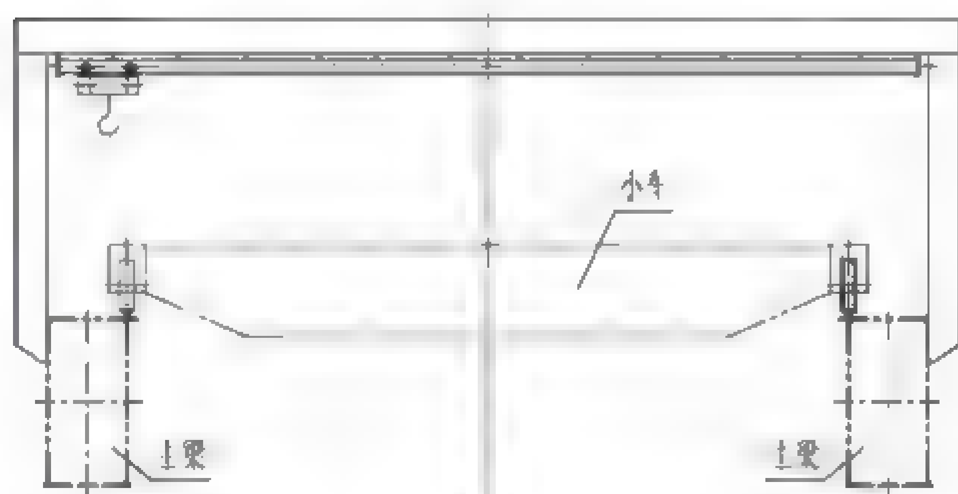
轨道式集装箱门式起重机一般有两种形式的维修吊可供选择。

(1) 龙门架式维修吊

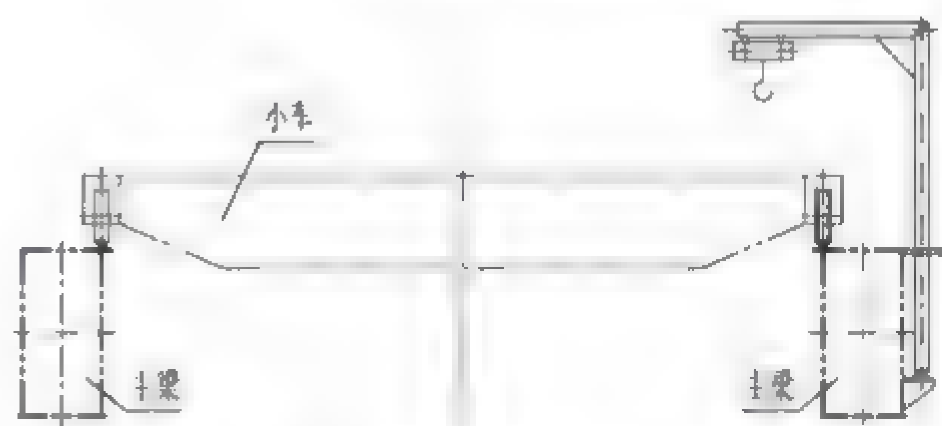
龙门架式维修吊一般固定在RMG两根主梁的悬臂(集装箱拖挂车车道)上方,如图6-55(a)所示,自行式电动葫芦起重机的起重量一般要满足起重小车上最重的配套件的起吊要求,为3～5t;同时与小车运行机构配合,基本可以全覆盖维修作业面。龙门架式维修吊起重量大,使用方便。

(2) 回转悬臂式维修吊

在RMG主梁悬臂外侧(集装箱拖挂车车道)上方固定有可回转的悬臂式维修吊,电动葫芦悬挂在悬臂端部(见图6 55(b)),通过人工回转维修吊立柱。这种维修吊起重量较小,最大起重量约为1t;覆盖范围也较小,可以将



(a) 龙门架式维修吊



(b) 回转悬臂式维修吊

图6-55　维修起重机

小型零部件吊到小车架平台上,然后靠人工来移动零部件。较重零部件的更换则仍需要地面汽车起重机等配合起吊。

2) 起升钢丝绳换绳装置

正常使用的RMG一般每半年左右需要更换一次起升机构钢丝绳。起升钢丝绳直径较粗,僵性阻力大,自重大,目前大多采用高空作业平台车、汽车起重机或专门配备的地面卷扬机辅助更换钢丝绳,是一件费时费力的工作,为此专门研制了一种换绳装置。对于四绳起升机构的4根钢丝绳的8个绳头需要分别固定在小车架上不同的位置,换绳装置每次可以自地面牵引2个绳头至小车架上。

换绳装置采用专门设计的迷宫式滑轮,既可防止牵引钢丝绳脱槽,同时又能比较方便地拆卸牵引钢丝绳。

3) 司机室清扫平台

在起重机堆场作业时,司机要频繁通过司机室底部的玻璃俯视集装箱吊具的对箱情况,因此司机室底部玻璃必须保持清洁。为清洗司机室底部玻璃外表面(即下表面),起重机可设置专门的司机室清扫平台。

清扫平台有两种,一种是固定悬挂在司机

室底部，随司机室一起移动；另一种是在司机室后侧的上横梁下部悬挂一个清扫平台，在起重小车向后移到主梁端部时，工作人员即可在清扫平台上清扫司机室底部玻璃。

4）安全保护装置

起重机应安装起重量限制器、风速报警装置、防小车坠落保护、起升超速保护、起升高度限制器、运行行程保护、轨道清扫装置、接地与防雷、缓冲器、车挡、防风铁楔、锚定装置、防风拉索装置等机械和电气保护装置。甚至还应考虑大小车车轮轴断轴保护、偏斜指示器、大车防倾覆等。

6.3.5 电气系统

电气系统包括大小车供电系统、驱动系统、控制系统、状态监测与管理系统、控制柜、联锁与保护装置、通信、照明等。以下仅介绍几个方面。

1. 大车供电系统

目前RMG主要有电缆卷筒供电和滑触线供电两种方式。

电缆卷筒目前主要有磁滞式电缆卷筒和变频调速电缆卷筒两种。近年来，越来越多的起重机采用交流变频调速电缆卷筒。

起重机上机电压一般分为380V低压上电和10kV高压上电。对于装机容量较大的起重机(如超过400kW)多采用10kV高压上电。

2. 小车供电系统

小车供电系统主要有两种方式：电缆拖令方式和电缆拖链方式。

当采用电缆拖令方式供电时，对于高速运行的起重小车，应选用港口机械专用的拖令小车，而对起重小车运行距离较长的大跨距RMG，受拖令小车聚集后长度的限制，拖令小车的数量和单个小车的纵向长度都应有所限制，亦可考虑选用扁电缆或多股单芯细圆电缆。相邻两个电缆拖令小车之间除设有钢丝绳外，还应设置涨力带，以减少拖令小车高速启动和运行时对电缆造成的冲击。

随着国产拖链技术和制造质量的提高，起重小车使用拖链供电的RMG逐步增多。小车采用电缆拖链方式供电时，电缆用量省，不易缠绕，增减电缆方便，且一般不需要专门的检修通道。电缆的选用将有更多的灵活性，也可以很好地避免采用拖令电缆供电时产生的悬挂电缆与投光灯之间的干涉问题。

3. 全变频控制与能量回馈技术

对于高配置起重机，其驱动系统多采用再生能量可反馈电网的全数字交流变频调速系统，变频器采用速度闭环矢量控制方式。所有机构均采用独立的变频器，以实现各机构的联合动作。

起升机构驱动系统采用恒功率控制方式，能根据负荷的变化自动控制起升速度，且具有良好的低频转矩特性，能实现零速控制，零速时仍能输出100%的额定转矩。起升机构同时设有超负荷保护和集装箱偏载保护等功能。

起重机在各种工作条件下，功率因数不低于0.9。能量回馈系统应配备谐波抑制装置，以消除谐波对电网的影响。

6.3.6 总体设计与计算

1. 工作级别

根据起重机的使用等级和载荷状态级别，将起重机整机的工作级别划分为A1～A8共8个级别，其中轨道式集装箱门式起重机的整机工作级别一般为A6～A8。

根据起重机机构的使用等级和载荷状态级别，将起重机机构的工作级别划分为M1～M8共8个级别，其中轨道式集装箱门式起重机的机构工作级别一般为M6～M8。

根据起重机结构件或机械零件的使用等级及应力状态级别，起重机结构件或机械零件的工作级别划分为E1～E8共8个级别。

轨道式集装箱门式起重机整机和机构的工作级别举例见表6-20。

沿海集装箱枢纽大港起重机使用频繁，应选用使用等级高的起重机；内河及支线港口起重机繁忙程度相对较低，可选用使用等级较低的起重机。

表 6-20　轨道式集装箱门式起重机整机和机构工作级别举例

整机工作级别			
起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
较频繁较重载荷使用	U_5	Q3	A6
频繁中等载荷使用	U_7	Q2	A7
频繁较重载荷使用	U_7	Q3	A8

机构工作级别					
起重机的使用情况	起重机整机工作级别	机构名称	机构使用等级	机构载荷状态	机构工作级别
较频繁较重载荷使用	A6	起升机构	T_5	L3	M6
		小车运行机构	T_5	L3	M6
		大车运行机构	T_5	L3	M6
频繁中等载荷使用	A7	起升机构	T_7	L2	M7
		小车运行机构	T_7	L2	M7
		大车运行机构	T_6	L2	M6
频繁较重载荷使用	A8	起升机构	T_7	L3	M8
		小车运行机构	T_7	L3	M8
		大车运行机构	T_6	L2	M6

2. 起重机总体参数的计算

轨道式集装箱门式起重机的基本参数描述了起重机的特征、能力和主要技术性能。基本参数主要包括几何参数、车轮数、力参数、速度参数、装机总功率、控制与供电、减摇要求和生产率等。

1) 几何尺寸

轨道式集装箱龙门起重机的几何参数主要有起升高度、轨距(或跨度)、悬臂有效工作长度、基距、门框净宽度、小车运行距离、大车运行距离等。

(1) 轨距 S 和有效悬臂长度 L_1、L_2

轨道式集装箱门式起重机的轨距，也叫跨度、跨距，是指起重机行走轨道中心线之间的距离。有效悬臂长度是指两侧轨道中心线分别至悬臂最远端吊具中心线之间的距离。

轨道式集装箱门式起重机的轨距和有效悬臂长度，与堆场的装卸工艺方式有关，同时应最大限度地满足集装箱堆场场地的宽度要求。对于港口集装箱码头，根据堆场工艺要求，集装箱拖挂车道可以设置在起重机的跨内，也可以设置在悬臂的下方；轨距大或作业效率高的起重机还可以在不同位置设置多个集装箱拖挂车通道。

下面以图 6-56 所示的将集装箱拖挂车道设置在跨中，两个悬臂堆放集装箱的轨道式集装箱门式起重机为例，介绍起重机轨距 S 和有效悬臂长度 L_1、L_2 的计算方法。

轨道式集装箱龙门起重机的轨距 S 和有效悬臂长度 L_1、L_2 可按下式求得：

$$S = NB_c + (N-2)f + B_t + b + c \tag{6-1}$$

$$L_1 = (N_1 - 0.5)B_c + (N_1 - 1)f + a + e \tag{6-2}$$

$$L_2 = (N_2 - 0.5)B_c + (N_2 - 1)f + d + e \tag{6-3}$$

式中：S——RMG 轨距，mm；

L_1、L_2——RMG 两侧悬臂端的有效悬臂长度，mm；

B_c——集装箱的宽度，mm，对于国际标准集装箱，取 $B_c=2438$mm；

B_t——集装箱拖挂车道的宽度，mm，根据《海港总体设计规范》(JTS 165—2013)，RMG 跨内单车道宽度 B_t 不宜小于 3500mm，双车道宽度 B_t 不宜小于 7500mm；

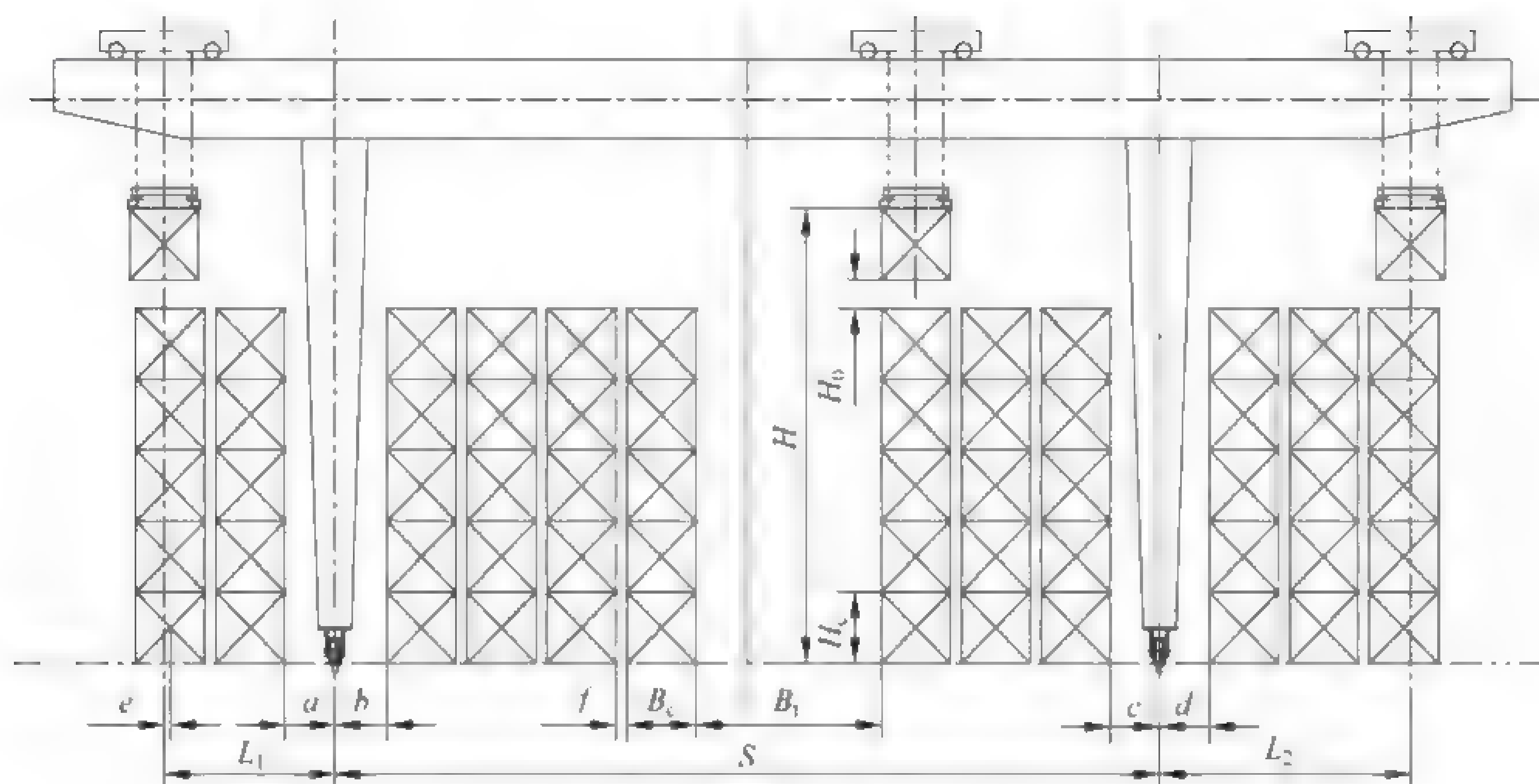


图 6-56　起重机的几何参数

N——RMG 跨内的集装箱列数；

N_1、N_2——RMG 两侧悬臂端下的集装箱列数；

a、b、c、d——靠近轨道的一列集装箱至轨道中心线之间的距离，mm，应根据大车供电装置、电气房或登机梯子平台的设置情况而定，一般可取 1500～2500mm；

f——相邻两列集装箱之间的间距，mm，取 f=300～450mm，一般按 f=400mm 计算；

e——RMG 悬臂端最外一列集装箱中心线至有效悬臂长度位置的距离，mm，一般取 e=500～1000mm。

目前集装箱码头堆场和铁路集装箱货场使用的轨道式集装箱门式起重机，其轨距一般为 30～60m。对于比较繁忙的大中型集装箱码头，起重机轨距一般为 30～40m 较为合理。起重机轨距的增加可以充分提高场地的利用率，但是随着轨距的增加也将会带来如下问题：

① 对起重机龙门架结构强度的要求提高，起重机的自重相应增加，设备投资和能耗增加；

② 小车运行距离长，装卸作业循环时间增加，作业效率相应降低；

③ 起重机易出现大、小车跑偏、啃轨等问题，行走速度难以提高；

④ 集装箱找箱、倒箱难度加大。

在 RMG 有效悬臂长度范围内，通常要求设置 1～2 个集装箱拖挂车道，或者堆放 2～3 列集装箱。在某些情况下，为适应装卸集装箱拖挂车的需要，还要求将 40ft 集装箱回转 90°。按照上述要求，RMG 的有效悬臂长度取 8～10m 即可满足。

(2) 起升高度 H

轨道式集装箱门式起重机的起升高度是指吊具底部平面至地面的距离，它取决于起重机龙门架下所堆放集装箱的层数和高度，如图 6-56 所示。起升高度可按下式计算：

$$H=(n+1)H_c+H_0 \qquad (6\text{-}4)$$

式中：H——RMG 起升高度，mm；

n——集装箱的堆码层数；

H_c——集装箱的高度，mm，如按照 9ft6in 高的集装箱考虑，则 H_c=2896mm；

H_0——安全间隙，mm，应考虑集装箱吊具导板或翻板的高度，可取 H_0=700～1000mm。

RMG 的起升高度系列有 12，15，18，21，24，26.5m，其中重箱 RMG 起升高度多为 15，18，21m，空箱 RMG 起升高度多为 18，21，24，26.5m 等。

RMG的起升高度也可用堆垛和通过集装箱的层数来表示。堆垛集装箱的层数是指RMG能堆垛集装箱的最高层数；通过集装箱层数是指RMG吊具下吊有集装箱时，能通过场地上集装箱的最高层数。如起升高度"堆六过七"，也可表示为"6＋1"，代表RMG可以堆垛集装箱的最高层数为6层，吊具下吊有集装箱时能通过场地上集装箱的最高层数为7。

(3) 门腿净宽度 B_{CL} 和基距 B

RMG的门腿净宽度 B_{CL} 是指RMG门腿可以通过集装箱的最小宽度。

RMG的门腿内一般应能通过40ft或45ft长度的集装箱，则

$$B_{CL} = L_c + 2C \tag{6-5}$$

式中：B_{CL}——门腿净宽度，mm；

L_c——集装箱的长度，mm；

C——安全间隙，mm，考虑到大车起制动时的吊具摆动，取 C=800～900mm。

如果 L_c 按40ft集装箱，L_c=12192mm，则

B_{CL}=12192＋2×900=13992(mm)

因此，RMG的门腿净宽度取14m即可满足要求。

如果 L_c 按45ft集装箱，L_c=13716mm，则

B_{CL}=13716＋2×900=15516(mm)

因此，RMG的门腿净宽度取15.6m即可满足要求。

考虑到可能会有少量45ft集装箱需要装卸作业，目前RMG的门腿净宽度一般不小于15.6mm。

RMG的基距 B 是指RMG一侧门腿两台大车平衡梁销轴之间的距离。基距除需满足门腿净宽度外，还应保证起重机整机稳定性的要求，即应满足

$$B \geqslant (0.25 \sim 0.3)S \tag{6-6}$$

式中：B——RMG基距，mm；

S——RMG轨距，mm。

设RMG的轨距为60m，则其基距应为

$B \geqslant 0.25 \times 60000 = 15000$(mm)

即RMG的基距应大于15m。

2) 大车缓冲器之间最大距离 L

同一轨道上的相邻两台RMG在互相靠近时，其大车运行机构外侧的缓冲器应首先接触，且缓冲器被全部压缩后，两台RMG的其他位置最近距离不应小于500mm。

在满足RMG整机抗倾覆稳定性要求的前提下，RMG在同一轨道上两套大车运行机构最外侧的缓冲器之间最大距离应尽可能减少，使同一轨道上相邻的两台RMG可以隔一列40ft集装箱，而对相邻的另外两列40ft集装箱进行起吊堆场作业，此时两台RMG之间不得干涉。另外，缓冲器之间最大距离的减少，也有利于提高场地靠近轨道两端位置的利用率。如图6-57所示，同一轨道上两套大车运行机构最外侧缓冲器间的最大距离 L 应满足下式要求：

$$L \leqslant 2L_c + 2c - e \tag{6-7}$$

式中：L——RMG同一轨道上两套大车运行机构最外侧缓冲器之间最大距离，mm；

L_c——40ft集装箱长度，mm，取 L_c=12192mm；

c——相邻两个集装箱长度方向的间隙，mm，一般 c=600mm；

e——同一轨道上相邻两台RMG靠近作业时之间的安全距离，mm，一般 e=1000～2000mm。

如果取 e=1000mm，则缓冲器之间的最大距离 $L \leqslant 24584$mm；如果取 e=2000mm，则缓冲器之间的最大距离 $L \leqslant 23584$mm。

3) 装机容量和装机总功率

装机容量是指起重机所有电气设备额定功率的总和，是表示起重机所装备的用电设备额定总容量的值，是静态值。

设备总功率是指起重机上同时使用的用电设备瞬时(起制动)消耗的最大功率，是动态值的极限。

设备总功率用来确定变压器容量的大小，是集装箱堆场输配电设计施工的重要参数。

4) 自重

起重机自重是指起重机在吊具下无负荷状态下的最大重量，即除不动的结构和部件等固定的自重外，还应包括吊具、大车电缆卷筒上

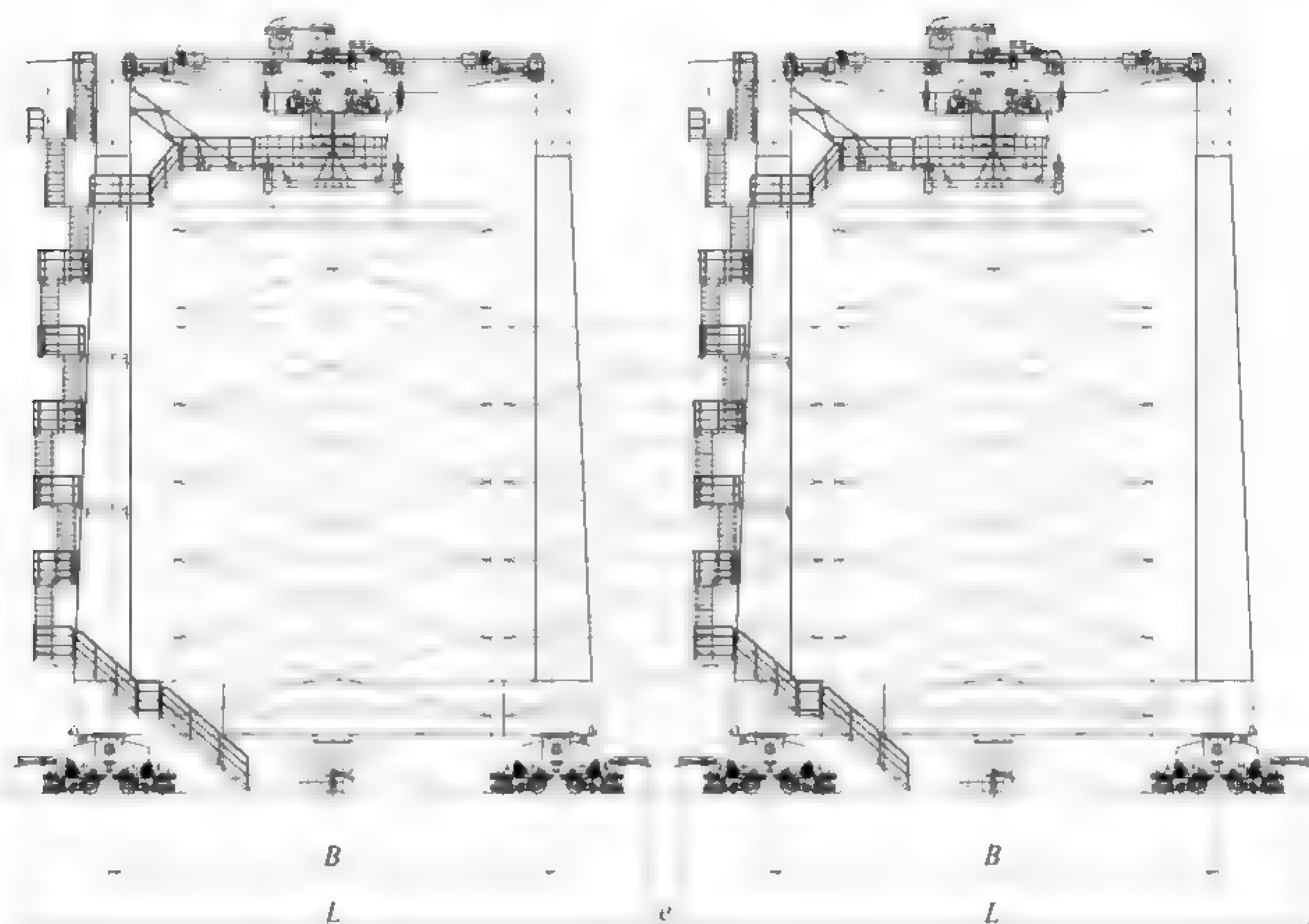


图 6-57　同一轨道上相邻两台 RMG 作业情况

的满卷电缆、减速器润滑油等活动件附加的重量。

带有吊钩横梁和抓斗等吊属具的起重机，其自重不包含吊钩横梁和抓斗等的重量。

3. 生产率的计算

起重机每小时能完成的循环次数，称为作业次数。RMG 的生产率是以每小时堆场标箱数(TEU)来计算的。

起重机的实际生产率除与起重机的几何尺寸、起制动加速度、运行速度、装卸位置等因素有关外，还与司机的操作熟练程度和视线条件、堆场工艺、集装箱拖挂车的停车位置与等待时间等因素有很大关系。这里讨论的起重机的作业生产率是不涉及这些因素的理论生产率。

1）生产率计算方法

在 RMG 的一个作业循环中，半个循环是吊箱作业，半个循环是空吊具作业。这种作业模式即是 RMG 极为典型的单程作业模式。如果 RMG 在一个作业循环中，起重小车往返均吊箱作业，或者说没有空吊具操作情况，则这种模式为双程作业模式。

双程作业模式在 RMG 上应用极少。下面仅讨论单程作业模式生产率的计算。单程作业模式又分为堆垛模式、装车模式和倒箱模式等。

首先以堆垛作业模式为例。堆垛作业时，起重机从集装箱拖挂车上取得集装箱，起升到某一安全高度后，起重小车运行到需要堆放集装箱的位置上方，然后集装箱下降到相应的箱位上，打开吊具转锁，空吊具起升到安全高度后，起重小车往相反方向运行至集装箱拖挂车通道上方，空吊具下降对准集装箱，使吊具着到集装箱并锁好转销。这样一个过程就是堆箱单程作业模式的一个循环。

以双悬臂轨道式集装箱门式起重机为例，起重机跨中堆放集装箱，两端悬臂下为集装箱拖挂车道，其典型的循环路线如图 6-58 所示。其一个堆垛循环从起始 A 点集装箱拖挂车上吊起集装箱，起升 H 高度至 B 点，然后起重小车向起重机跨中位置运行 L 距离后至 C 点，再由 C 点下降 h 高度至集装箱堆垛上的 D 点，在

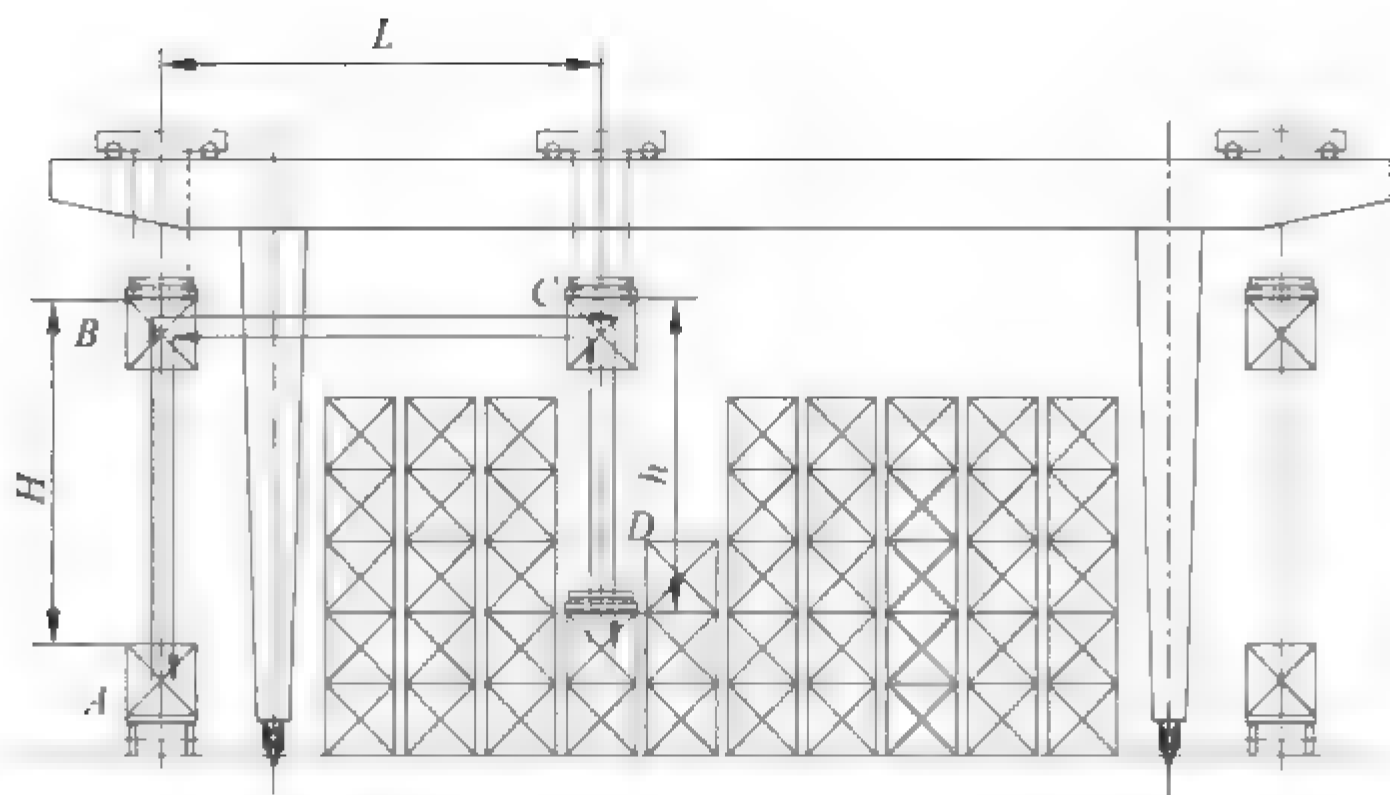


图 6-58　堆箱作业模式典型循环路线

D 点开锁，将集装箱堆放到堆场的指定位置 D 处，此后起重机吊着空吊具按原路线反向回到 A 点，在 A 点处对准集装箱，吊具着到集装箱并锁转销，这样就完成了一个循环。其作业过程如图 6-59 所示。

单程堆箱作业一个循环的总时间为

$$t = t_{AB} + t_{BC} + t_C + t_{CD} + t_D + t_{DC} + t_{CB} + t_{BA} + t_A \quad (6\text{-}8)$$

式中：t——RMG 堆垛模式一个循环的总时间，s；

t_{AB}——RMG 吊着集装箱从 A 起升 H 高度到 B 的时间，s；

t_{BC}——RMG 吊着集装箱从 B 小车运行 L 距离到 C 的时间，s；

t_C——RMG 吊着集装箱在 C 点对位时间，s；

t_{CD}——RMG 吊着集装箱从 C 下降 h 高度到 D 的时间，s；

t_D——RMG 对位和松开转锁需要的时间，s；

t_{DC}——RMG 吊着空吊具从 D 起升 h 高度到 C 的时间，s；

t_{CB}——RMG 吊着空吊具从 C 小车运行 L 距离到 B 的时间，s；

t_{BA}——RMG 吊着空吊具从 B 下降 H 高度到 A 的时间，s；

t_A——RMG 在 A 点对位和转锁需要的时间，s。

RMG 堆垛模式一个循环的速度与时间波形如图 6-60 所示。

其中时间段 t_{AB}、t_{BC}、t_{CD}、t_{DC}、t_{CB}、t_{BA} 直接与起重机的几何参数、运行速度、起制动加减速度及距离有关。每个时间段总是由启动时间、稳定运行时间和制动时间三部分组成。以起升过程为例，计算起升过程总时间，如图 6-61 所示。

设额定速度为 v，加速度为 a_1，减速度为 a_3，则有

$$t_1 = \frac{v}{a_1} \quad (6\text{-}9)$$

$$t_2 = \frac{H_2}{v} = \frac{H - H_1 - H_3}{v} \quad (6\text{-}10)$$

$$t_3 = \frac{v}{a_3} \quad (6\text{-}11)$$

$$t_{AB} = t_1 + t_2 + t_3 \quad (6\text{-}12)$$

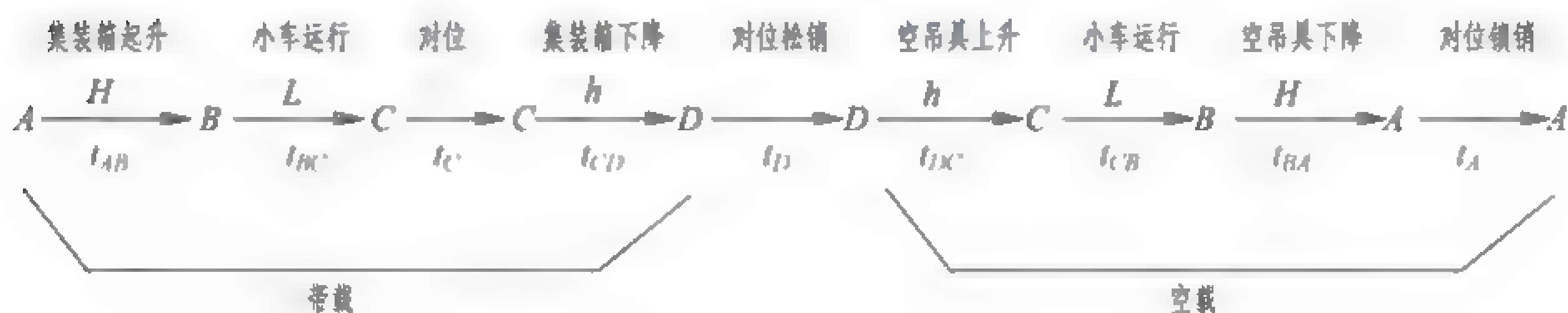


图 6-59　RMG 堆垛模式一个循环作业过程

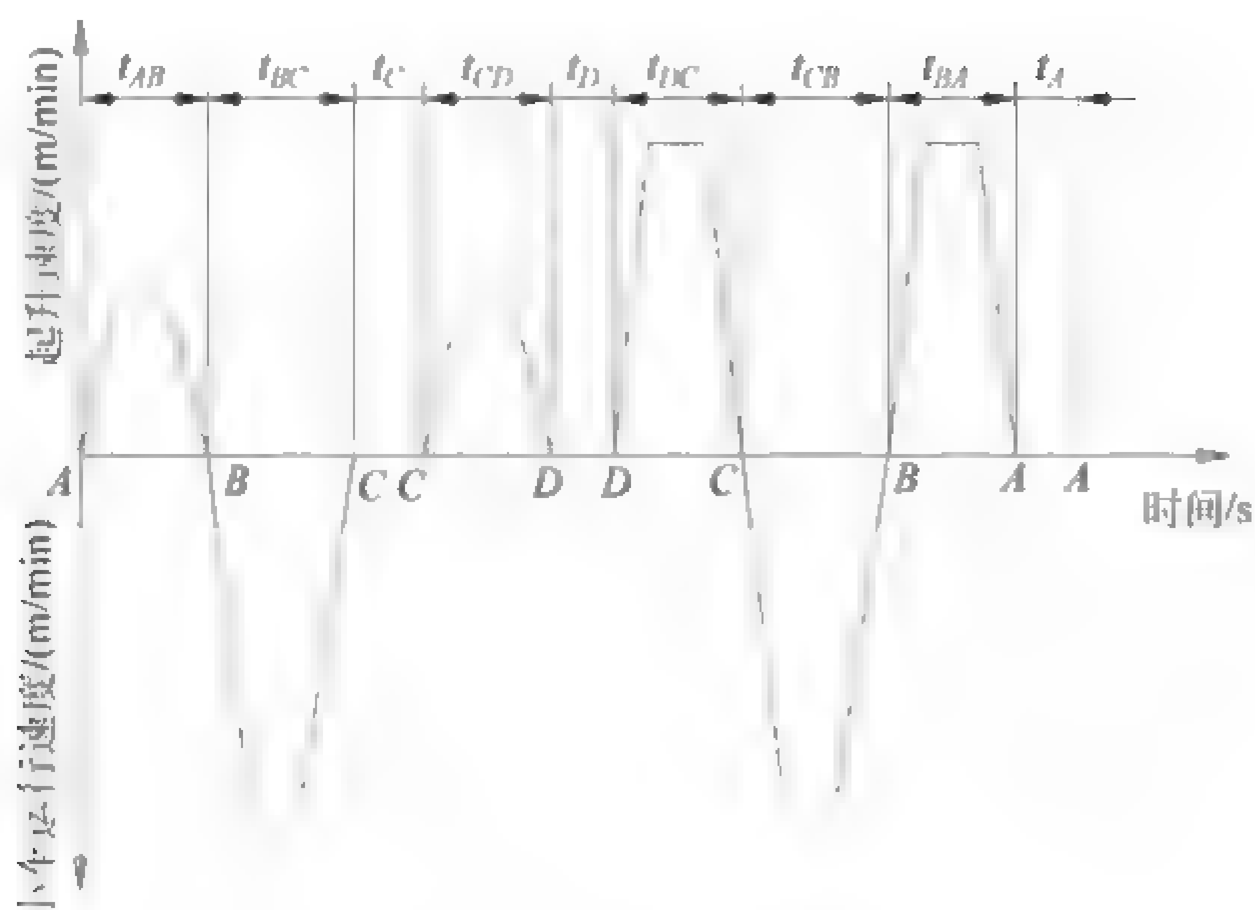


图 6-60　速度与时间波形图

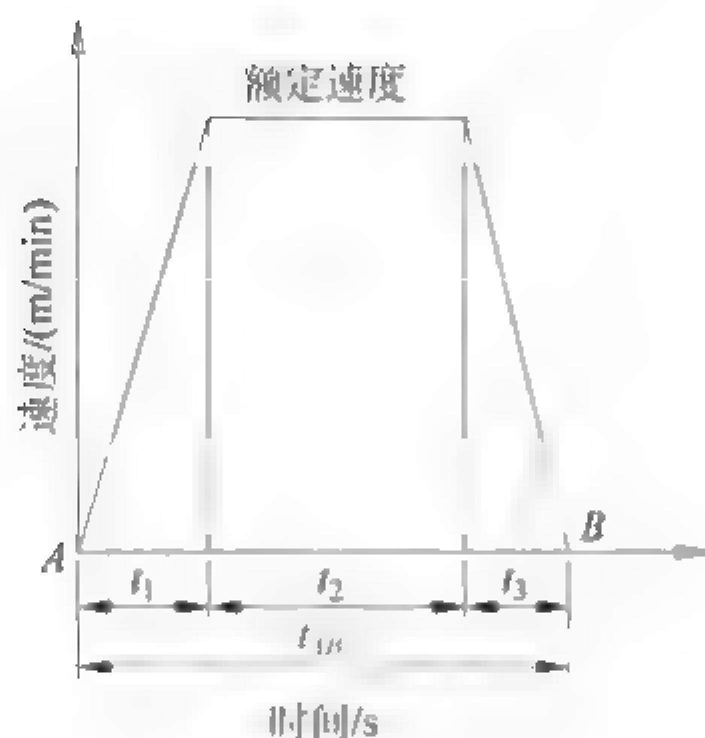


图 6-61　起升过程时间段的组成

其中

$$H_1 = \frac{1}{2}a_1 t_1^2 \qquad (6\text{-}13)$$

$$H_3 = \frac{1}{2}a_3 t_3^2 \qquad (6\text{-}14)$$

式中：t_1——启动时间，s；

t_2——稳定运行时间，s；

t_3——制动时间，s；

t_{AB}——起升过程需要的总时间，s；

v——额定起升速度，m/s；

a_1——启动加速度，m/s^2；

a_3——制动减速度，m/s^2；

H——起升总行程（A、B之间的距离），m；

H_1——起升加速行程，m；

H_2——匀速起升行程，m；

H_3——起升减速行程，m。

如果启动加速度 a_1 与制动减速度 a_3 一样，即

$$a_1 = a_3$$

则

$$t_1 = t_3$$

同理，可以计算出其他时间段，再根据实际操作统计数字及经验设定 t_C、t_D、t_A，这样就可以计算出一个工作循环的总时间。

装车作业是堆箱作业的反过程，倒箱作业也与堆箱作业类似。因此起重机作业生产率（循环次数）为

$$\eta=\frac{3600}{t} \qquad (6\text{-}15)$$

式中：η——起重机作业生产率（每小时循环次数），h^{-1}；

t——平均一个循环的总时间，s。

以标准箱量计算的生产率 A_n 可表示为

$$A_n = \text{单次作业起吊的标准集装箱数} \times \eta \qquad (6\text{-}16)$$

式中：A_n——以标准箱量计算的生产率，TEU/h；

η——以每小时循环次数计算的生产率。

单次作业起吊的集装箱数以 TEU 计算。

在上述计算中，集装箱拖挂车的底盘高度按 1.5m 考虑。而且对于不同的作业层，吊具上升和下降的高度是不一样的；对于不同列的集装箱，小车运行的距离也是不一样的。因此 H、L、h 等应用平均值来计算。

实际操作不完全如图 6-60 所示的那样，即

起升动作结束后，才进行小车运行动作，然后再进行下降动作。通常可根据具体情况，在确保安全的情况下，使起升动作和小车运行动作联合进行，这样可以大大减小循环时间，提高作业效率。

另外，RMG 的设计参数大多采用每小时作业自然箱数来作为作业效率的考核指标，即 η 作为起重机的生产率考核指标。

2）生产率计算算例

以轨距 40m 的双悬臂轨道式集装箱门式起重机为例，按图 6-58 所示的作业模式，计算起重机的生产率。

起重机轨距为 40m（跨中堆放 13 列集装箱），起升高度为 21.3m（堆六过七），主梁两端有效悬臂长度均为 5m（1 列集装箱拖挂车道），满载起升速度为 $v_{满起}=36\text{m/min}=0.6\text{m/s}$，空载起升速度为 $v_{空起}=80\text{m/min}=1.33\text{m/s}$，小车运行速度为 $v_{小车}=120\text{m/min}=2\text{m/s}$。

假设起重小车的平均运行距离 $L=16.5\text{m}$，装车起升高度 $H=17.2\text{m}$，堆箱平均起升高度 $h=12.5\text{m}$，小车运行加减速度 $a_{1小车}=a_{3小车}=0.4\text{m/s}^2$，满载起升加减速度 $a_{1满起}=a_{3满起}=0.5\text{m/s}^2$，空载起升加减速度 $a_{1空起}=a_{3空起}=0.5\text{m/s}^2$。

（1）RMG 吊着集装箱从 A 起升 H 高度到 B 所需时间 t_{AB} 计算

$$t_{1满起}=\frac{v_{满起}}{a_{1满起}}=\frac{0.6}{0.4}=1.5(\text{s})$$

$$H_{1满起}=\frac{1}{2}a_{1满起}t_{1满起}{}^2=\frac{1}{2}\times0.4\times1.5^2=0.45(\text{m})$$

$$t_{3满起}=\frac{v_{满起}}{a_{3满起}}=\frac{0.6}{0.4}=1.5(\text{s})$$

$$H_{3满起}=\frac{1}{2}a_{3满起}t_{3满起}{}^2=\frac{1}{2}\times0.4\times1.5^2=0.45(\text{m})$$

$$H_{2满起}=H-H_{1满起}-H_{3满起}=17.2-0.45-0.45=16.3(\text{m})$$

$$t_{2满起}=\frac{H_{2满起}}{v_{满起}}=\frac{16.3}{0.6}=27.2(\text{s})$$

$$t_{AB}=t_{1满起}+t_{2满起}+t_{3满起}=1.5+27.2+1.5=30.2(\text{s})$$

（2）RMG 吊着集装箱从 B 小车运行 L 距离到 C 所需时间 t_{BC} 计算

$$t_{1小车}=\frac{v_{小车}}{a_{1小车}}=\frac{2}{0.5}=4(\text{s})$$

$$L_{1小车}=\frac{1}{2}a_{1小车}t_{1小车}{}^2=\frac{1}{2}\times0.5\times4^2=4(\text{m})$$

$$t_{3小车}=\frac{v_{小车}}{a_{3小车}}=\frac{2}{0.5}=4(\text{s})$$

$$L_{3小车}=\frac{1}{2}a_{3小车}t_{3小车}{}^2=\frac{1}{2}\times0.5\times4^2=4(\text{m})$$

$$L_{2小车}=L-L_{1小车}-L_{3小车}=16.5-4-4=8.5(\text{m})$$

$$t_{2小车}=\frac{L_{2小车}}{v_{小车}}=\frac{8.5}{2}=4.25(\text{s})$$

$$t_{BC}=t_{1小车}+t_{2小车}+t_{3小车}=4+4.25+4=12.25(\text{s})$$

（3）RMG 吊着集装箱在 C 点对位所需时间 t_C 计算

$$t_C=20\text{s}$$

（4）RMG 吊着集装箱从 C 下降 h 高度到 D 所需时间 t_{CD} 计算

参照第（1）步计算过程，可得

$$t_{CD}=22.33\text{s}$$

（5）RMG 对位和松开转锁所需时间 t_D 计算

$$t_D=10\text{s}$$

（6）RMG 吊着空吊具从 D 起升 h 高度到 C 所需时间 t_{DC} 计算

参照第（1）步计算过程，可得

$$t_{DC}=12.71\text{s}$$

（7）RMG 吊着空吊具从 C 小车运行 L 距离到 B 所需时间 t_{CB} 计算

小车满载和空载运行速度相同，加减速度相同，所以

$$t_{CB}=t_{BC}=12.25\text{s}$$

（8）RMG 吊着空吊具从 B 下降 H 高度到 A 所需时间 t_{BA} 计算

参照第（1）步计算过程，可得

$$t_{BA}=16.23\text{s}$$

（9）RMG 在 A 点对位和转锁所需时间 t_A 计算

$$t_A=10\text{s}$$

（10）RMG 一个循环所需总时间 t 计算

$$t=30.2+12.25+20+22.33+10+12.71+12.25+16.23+10=146(\text{s})$$

（11）起重机作业生产率 η 计算

$$\eta=\frac{3600}{t}=\frac{3600}{146}\approx25(箱/\text{h})$$

即本起重机作业生产率为 25 箱/h。

6.3.7 典型工艺布置方案

1. 集装箱堆场工艺布置基本要求

以港口集装箱码头堆场为例，简要介绍RMG堆场工艺布置基本要求，铁路集装箱货场可以参考。

集装箱堆场工艺布置应综合考虑堆场内道路规划、起重机作业效率、高杆灯照明以及起重机使用的节能问题等。

堆场按照集装箱的摆放方向分为顺码头岸线布置和垂直码头岸线布置两种方式。RMG一般采用顺码头岸线布置方式。

根据《海港总体设计规范》(JTS 165—2013)的规定和使用经验，集装箱堆场工艺布置应满足以下基本要求：

(1) 集装箱码头集装箱堆放方向与RMG大车轨道方向相同，且重箱堆场集装箱应按箱门同向堆放，间距宜取0.4m。

(2) 对于两端均无悬臂RMG，起重机跨内除堆放集装箱外，还应留有与堆箱方向一致的集装箱拖挂车通道，其单车道宽度不宜小于3.5m，双车道宽度不宜小于7m。相邻两台RMG大车轨道中心线间距不宜小于4m。

(3) 对于两端带悬臂RMG，悬臂下应设置与堆箱方向一致的集装箱拖挂车通道，其宽度不小于3.5m。相邻两台RMG大车轨道中心线间距应根据起重机机型结构尺寸确定。

(4) 为提高作业效率，凡是带悬臂RMG(含双悬臂和单悬臂)，其门腿净宽均允许通过40ft集装箱。

(5) 对于内河阶梯式码头，RMG下集装箱拖挂车通道的布置还应考虑与主干路的衔接方便性。

(6) 集装箱堆场还应合理考虑沿大车轨道方向的长度，既要提高场地的利用率，又要确保集装箱拖挂车行驶距离不宜过长，达到节能效果。

2. 无悬臂RMG堆场工艺布置方案

图6-62所示为典型的两端无悬臂RMG堆场工艺布置方案图。

对于跨度较小的RMG($S\leqslant 30$m)，集装箱拖挂车通道可以设置在起重机跨内靠近大车轨道的一侧，如设置单通道，则应在相邻两台起重机轨道之间设置一条快速通道，如图6-62(a)所示；如设双通道，则不需要在相邻两台起重机轨道之间再设快速通道，如图6-62(b)所示；对于大跨距RMG则可以采用图6-62(c)所示方案，拖挂车通道布置在跨中位置，以减小起重机小车的运行距离，提高作业效率，降低能耗。

3. 双悬臂RMG堆场工艺布置方案

双悬臂RMG是目前应用最为广泛的一个机型，堆场工艺布置也最为灵活。

图6-63所示为典型的双悬臂RMG堆场工艺布置方案图，一般起重机轨距$S\leqslant 40$m，有效悬臂长度L_1约为5m，相邻两台起重机轨道中心线距离S_1根据起重机结构形式和是否设置高杆灯来决定，一般$S_1\geqslant 20$m。起重机跨内区域全部用于堆场，悬臂下用作装车作业。这样相邻两台起重机轨道之间共设置4个集装箱拖挂车通道，其中2个装车通道，2个快速通道。这种堆场工艺系统适合于作业效率较高的海港和内河集装箱码头堆场作业。

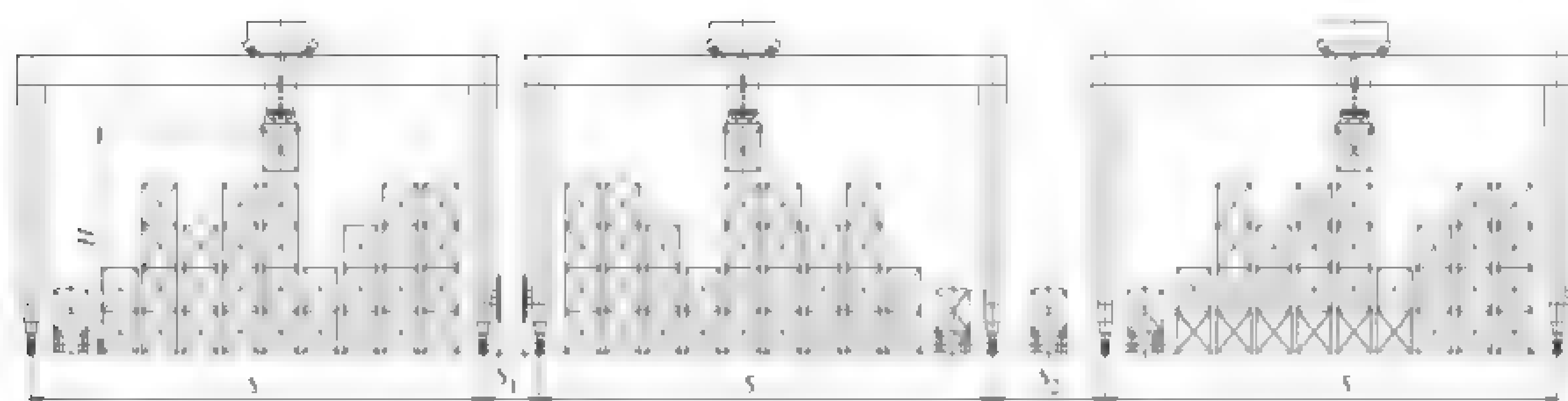
对于轨距较大、双悬臂较长的RMG，双悬臂下如堆放集装箱，则集装箱拖挂车通道设置在起重机的跨中中间位置为宜，如图6-64所示。也可以在跨中和悬臂下设置多组集装箱拖挂车装卸通道，以提高作业效率。

但是起重机的轨距S和有效悬臂L_1、L_2不宜过大，否则会影响起重机的作业效率。这种堆场工艺布置方案多用于内河中小型集装箱码头，机型几何参数与堆场场地相适应，设备初期投资不是很大，作业效率要求不是很高。

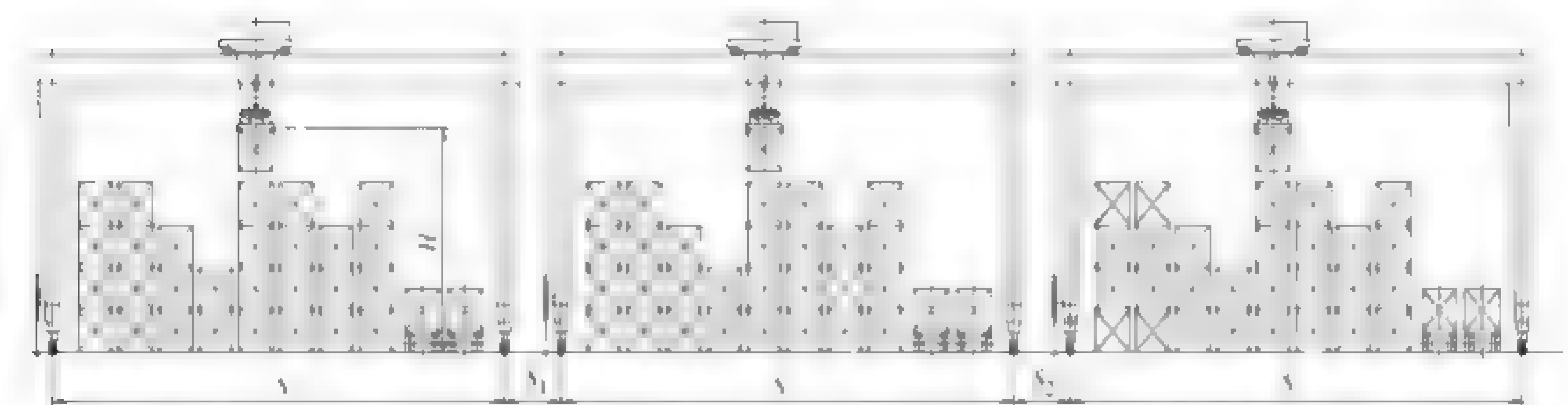
4. 单悬臂RMG堆场工艺布置方案

单悬臂RMG一般应用于特定场地的堆场工艺布置，图6-65所示为典型的单悬臂RMG堆场工艺布置方案图。

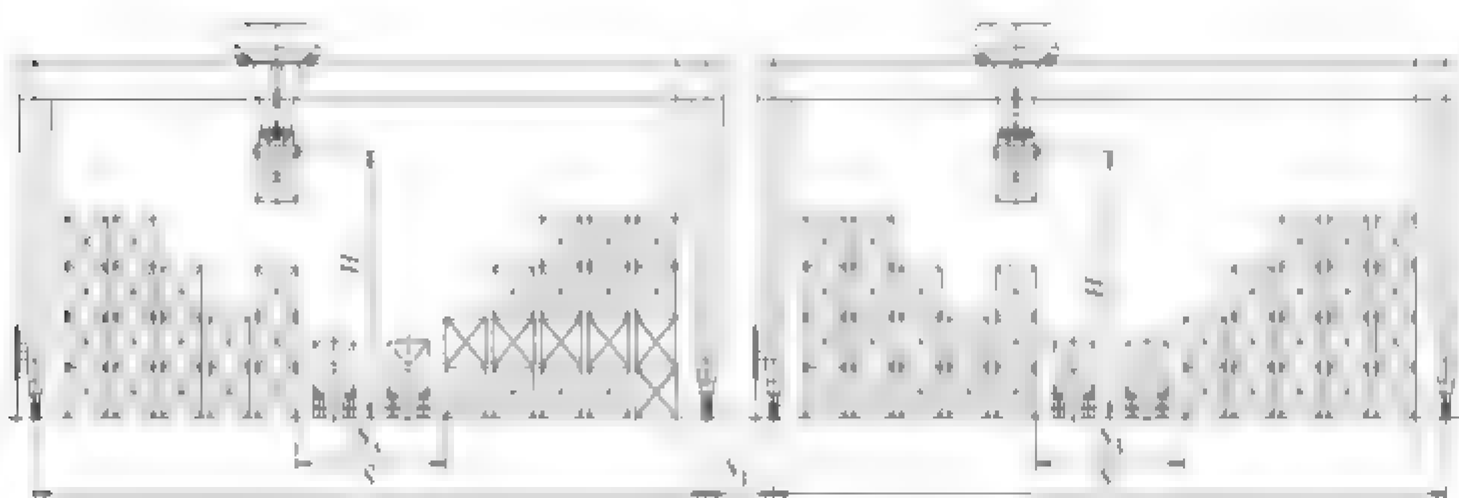
图6-65(a)和(b)方案为两台单悬臂RMG工艺布置方案，这两种方案可以充分利用场地的堆场面积。



(a)



(b)



(c)

图 6-62　无悬臂 RMG 堆场工艺布置方案

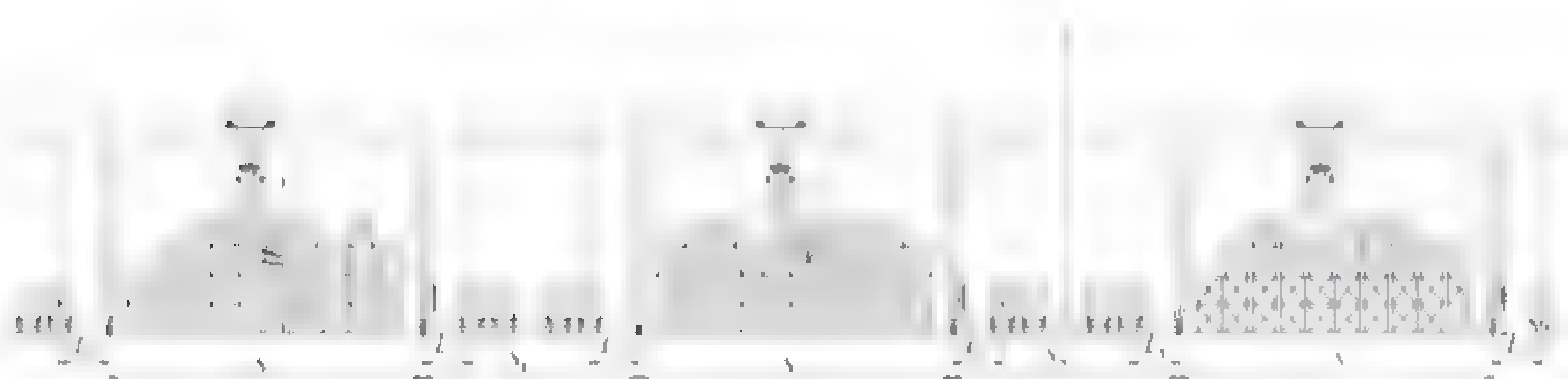


图 6-63　双悬臂 RMG 堆场工艺布置方案

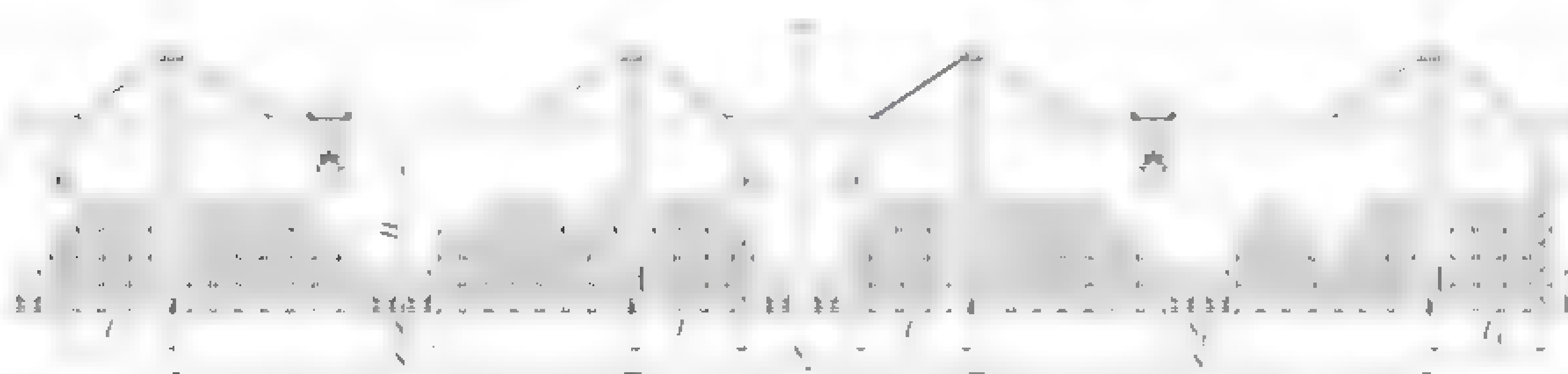
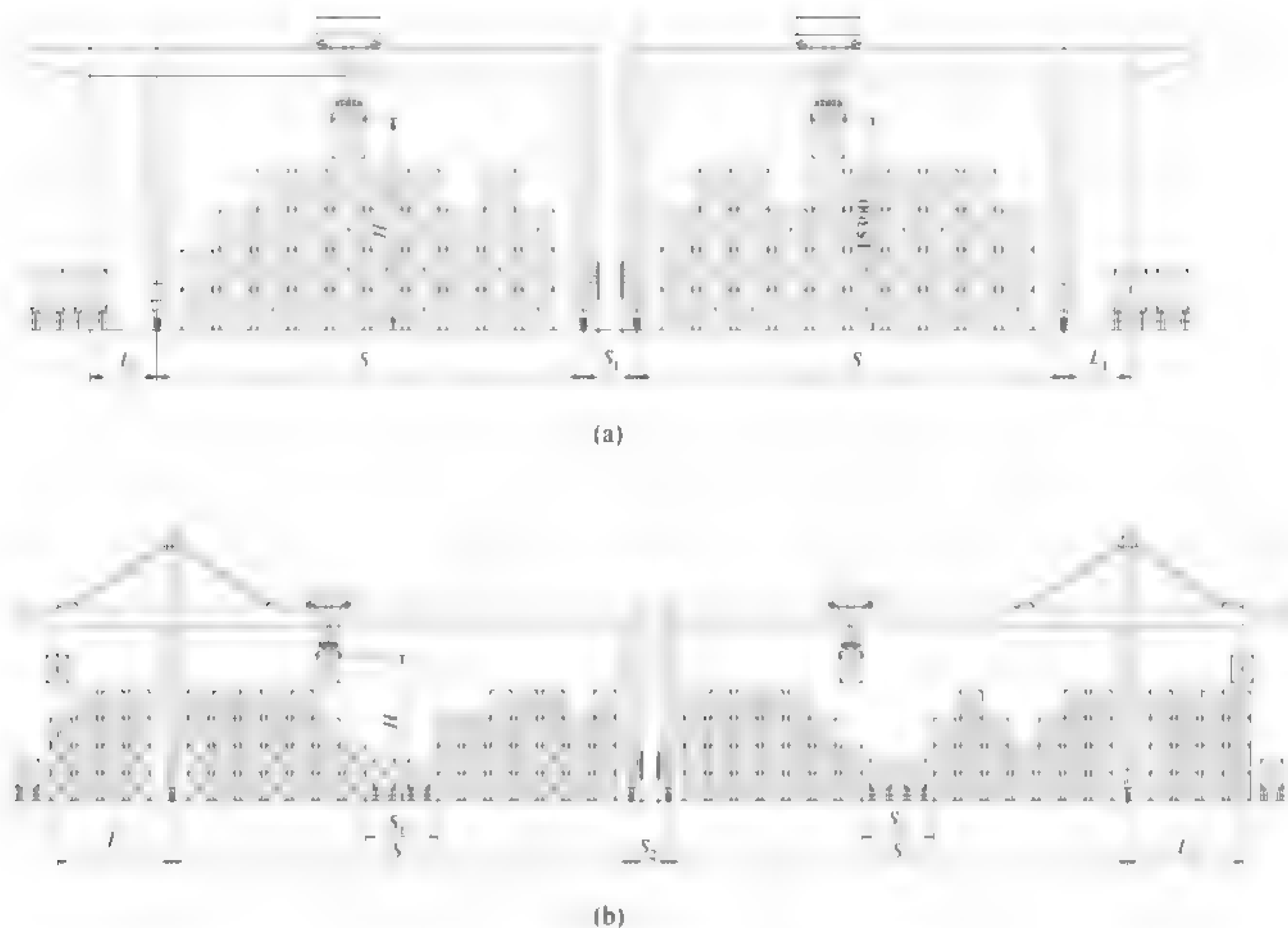


图 6-64　大跨距双悬臂 RMG 堆场工艺布置方案



(a)

(b)

图 6-65 单悬臂 RMG 堆场工艺布置方案

5. 装卸船堆场多功能 RMG 工艺布置方案

对于内河小型多用途码头，可以选用装卸船堆场多功能双悬臂 RMG（见图 6-66），亦可配置吊钩横梁以满足重长大件装卸作业，或配置抓斗进行散货装卸作业，实现一机多用。

起重机的外伸距 L_1 应满足最大设计集装箱船型。起重机轨距 S 和内伸距 L_2 应满足场地布置要求和起重机的稳定性要求。起重机跨内靠近码头前沿位置设置 2～3 个集装箱拖挂车通道，亦可在后伸距下方设置集装箱拖挂车通道。

起重机起升高度 H_1 应满足集装箱堆高要求，下降深度 H_2 应满足内河大水位差码头最低设计水位时满载船舶全部集装箱或货物的装卸作业要求。

起重机水侧轨道中心线到码头前沿的距离 S_1 不宜小于 2.5m，一般起重机上机电缆槽设置于此。

6.3.8 典型产品的技术性能参数

1. 主要技术性能参数说明

1）起重量

轨道式集装箱门式起重机的起重量有三个指标，即额定起重量、吊具下起重量（也叫吊具下额定起重量）、吊钩下起重量。大型专业化集装箱码头使用的 RMG 一般不提供吊钩下起重量。

额定起重量为集装箱（含货物）的质量和集装箱吊具（含吊架）的质量之和。

RMG 型号中一般以吊具下起重量作为其额定起重量，并标识在主梁外侧明显位置。目前重箱 RMG 吊具下最大起重量超过 60t，但绝大多数为 30.5～41t；空箱 RMG 吊具下起重量一般为 5～10t。

2）起升高度

起升高度有两种表述方法，即以“m”为单位的绝对起升高度和堆箱高度。起重机的起升高度大多为 15～18m，目前最大的已超过 20m，

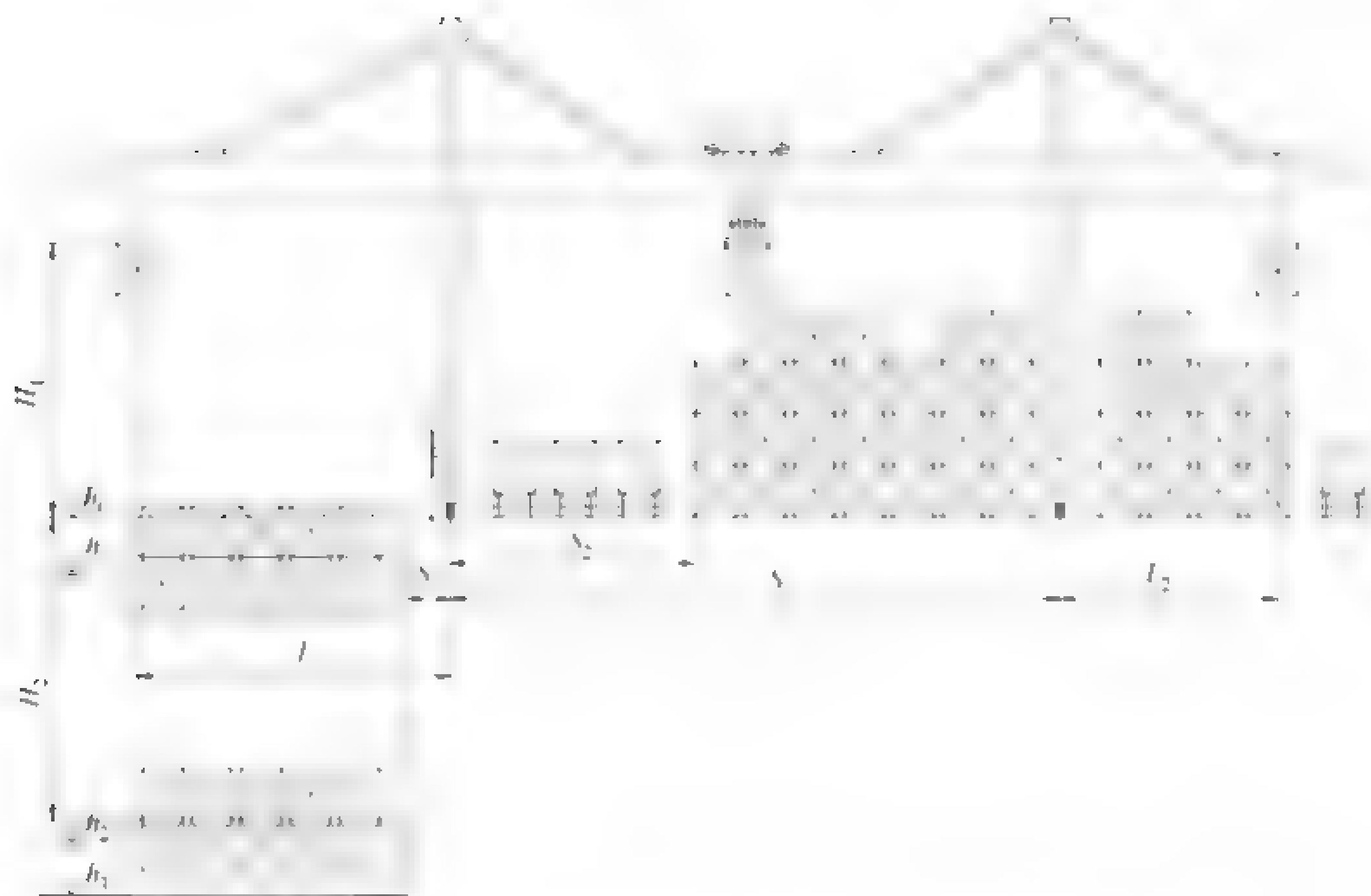


图 6-66　装卸船堆场多功能 RMG 工艺布置方案

重箱 RMG 最大起升高度达到 21m，空箱 RMG 最大起升高度达到 26.5m。从堆箱高度上讲，大多为堆 3 过 4、堆 4 过 5 和堆 5 过 6，目前最大的重箱 RMG 堆场高度达到堆 6 过 7、空箱 RMG 堆场高度达到堆 8 过 9。

3）轨距和有效悬臂长度(伸距)

起重机的轨距目前最小为 15m，最大超过 60m，大多为 30～40m；起重机的有效悬臂长度(伸距)一般不超过 10m。在国外，大跨距大伸距 RMG 广泛用于内河港口，兼作装卸和堆场。在莱茵河两岸的集装箱码头广泛采用这种机型，如曼海姆集装箱码头装备有两台大跨距 RMG，其中一台轨距 65m，有效悬臂长度 13m；另一台轨距 65.5m，有效悬臂长度 14.5m，起重量均为 35t。

4）速度

起重机的速度参数包括起升速度、小车运行速度和大车运行速度。速度是影响起重机作业效率的重要参数，随着经济的不断发展和技术水平的不断提高，起重机的速度要求也越来越高。

(1) 起升速度。Noell、Kunz、日立、三菱、青岛港机和水科院等单位研制的 RMG，起升速度满载已达到或超过 40m/min，空载已达到或超过 80m/min；ZPMC 研制的用于美国长滩(LBCT)码头的 RMG 起升速度满载已达到 60m/min，空载已达到 120m/min。

(2) 小车运行速度。Noell、Kunz、青岛港机和水科院等单位研制的 RMG 小车运行速度都达到了 120m/min 以上，ZPMC、日立、三菱等单位研制的 RMG 小车运行速度已达到或超过 150m/min。

(3) 大车运行速度。RMG 大车运行速度一般不超过 120m/min，ZPMC 公司生产的 RMG 大车运行速度已达到 270m/min。

5）轮压

对于内河中小型集装箱码头，RMG 的轮压一般控制在 250kN；对于沿海大港，则一般控制在 500kN 以下。适当提高轮压可以减少大车运行机构的车轮数，这对于高速运行的 RMG 是合理的。

2. 典型产品的技术性能参数

目前国内生产轨道式集装箱门式起重机的企业很多，主要集中在交通和铁路两大系统。表 6-21 为国内部分制造企业生产的重箱轨道式集装箱门式起重机的主要技术性能参数，表 6-22 为空箱轨道式集装箱门式起重机的主要技术性能参数。

6.3.9　选用注意事项

1. 普通 RMG 选用注意事项

(1) 为降低能耗、提高作业效率，应合理选

表 6-21 重箱轨道式集装箱门式起重机主要技术性能参数

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
1	阿联酋阿布扎比米娜扎耶德港	50	40	18.5	37	6.2	7.5	40	80	120	30	120	43	448	—	4	ZPMC	—
2	阿联酋迪拜港务局	77	65	20.8	31.2	9.06	9.06	45	90	120	100	150	37	134	—	28	ZPMC	—
3	荷兰ECT码头	37	15	15.2	20	0	0	36	60	60	210	210	35	150		28	ZPMC	
4	荷兰鹿特丹Euromax	52	40	18.2	32.3	0	0	45	90	60	270	270	32	235	—	58	ZPMC	—
5	大连国际集装箱码头	54	41	18.1	32	5.25	5.25	25	55	120	120	120	28	335	—	25	ZPMC	
6	台北港货柜码头公司	52	40.6	17.2	39.3	8.7	8.7	40	80	150	100	100	40	400	—	20	ZPMC	
7	台湾万海航运股份有限公司	52	40.6	18.2	36	9.2	8.8	40	80	150	100	50	29	380	—	4	ZPMC	
8	台湾高明高雄码头	53	40.64	18.14	42.5	4.75	5.05	40	80	150	100	100	40	380	—	22	ZPMC	
9	韩国韩进	51	12	21	31	5	5	40	80	120	150	150	30	400	—	12	ZPMC	—
10	韩国现代	52	40	21	31	5	5	40	80	120	150	150	30	400	—	36	ZPMC	—
11	韩国三星	51	40.6	18	28.4	5.6	5.6	45	90	150	180	180	25	414	—	31	ZPMC	—
12	韩国釜山新港	53	40	18	31	0	0	35	60	60	210	210	27	254	—	38	ZPMC	—
13	韩国仁川新港鲜光码头	50	40	18	28.4	5	5	40	80	120	150	150	28	345	—	14	ZPMC	—
14	韩国PNC	50	40	21	28.4	5.6	5.6	45	90	150	180	180	30	420		11	ZPMC	—
15	深圳SCT	53	41	24.1	33			30	60	120	60	90	25	250		1	ZPMC	—
16	上海港中海集装箱码头	57	40	17.75	23.5	0	0	23	52	70	25	70	17	148	—	1	ZPMC	—
17	宁波大港货柜有限公司	53	40.6	21	37	9	9	30	60	120	30	100	25	376	—	1	ZPMC	—

续表

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
18	青岛前湾港	53	10.5	18	37	5	5	36	80	130	100	100	40	386		16	ZPMC	—
19	青岛前湾码头	53	10.5	21	37	5	5	36	80	120	120	120	39	381		6	ZPMC	
20	青岛港招商局集装箱码头	53	41	21.48	36.5	0	0	30	60	120	120	30	35	281	—	15	ZPMC	
21	烟台港	77	65	21.5	32.5	0	0	25	60	100	110	110	35	300		12	ZPMC	
22	威海港集团有限公司	53	41	18.1	33	0	0	30	60	100	60	120	28	230	—	4	ZPMC	
23	中铁联合有限公司	52	40	15.1	40	0	0	20	40	90	60	120	33	355	—	4	ZPMC	-
24	韩进西班牙阿尔赫西拉斯	52	40	18	25.4	0	0	40	80	60	220	220	25	150	—	32	ZPMC	
25	海口港	47	35	17.75	40	5	5	22.5	45	70	40	40	28	380		5	ZPMC	
26	中远希腊PCT码头	53	41	21	29	4.5	4.5	35	80	100	50	120	40	340	—	8	ZPMC	
27	沧州渤海港务黄骅港	53	41	18.1	33	0	0	25	50	100	30	100	35	230	—	12	ZPMC	
28	中远厦门	52	10.5	18.1	23.17	0	0	21	52	70	100	210	30	203		16	ZPMC	
29	美国长滩(LBCT)码头	55	42.7	21.1	28.85 31.77	0	0	60	120	90	192	240	32	240	—	70	ZPMC	—
30	DPW迪拜Jebel Ali 3号码头	60	40	20.8	31.2	4.9	4.9	45	90	135	150	150	20	453	—	25	ZPMC	-
31	新加坡PSA码头	56	40	19.2	32	5	5	45	90	120	120	120	32	415		22	ZPMC	
32	马士基墨西哥Lazaro码头	56	41	18.1	27.8	0	0	36	60	70	150	270	40	228	—	22	ZPMC	
33	京唐港	53	11	21	33	0	5.2	10	80	120	60	120	32	230	—	14	ZPMC	—
34	天津港	73	61	21.18	33	0	0	10	80	120	120	120	35	275		25	ZPMC	—
35	天津港	—	50	21.48	33	0	0	40	80	120	60	120	—	—	—	—	NOELL公司	—

续表

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
36	烟台港	—	40.5	18.2	32	0	0	30	60	90	—	120	—	—	—	—	上海港机重工有限公司	-
37	青岛前湾联合集装箱码头		40.5	21	37	5	5	36	80	120	35	120	19	360	680	16	青岛港(集团)有限公司港机厂	
38	青岛前湾联合集装箱码头		40.5	21.18	36.5	0	0	30	60	120	120	120	31	270	610	10	青岛港(集团)有限公司港机厂	
39	交通运输部水科院试验基地		30.5	15	30	8	8	25	50	120	25	25	32	250	150	1	南京港口机械厂	
40	广州港黄埔公司	—	35	15.3	43	15.3	15.3	15	15	70	40.6	40.6	—	—	—	—	红光港机厂	
41	广州建翔码头	—	35	15.3	45	9	9	16.5	26	76.4	40	40	—	—	317.5	—	无锡华东重型机械股份有限公司	
42	广东外运黄埔仓码有限公司		35	16	15	0	0	22	35	90	38.6	38.6			338		无锡华东重型机械股份有限公司	
43	广东外运黄埔仓码有限公司	15	35	21	15	7.5	7.3	25	36	90	10	10	25	110	130	2	无锡华东重型机械股份有限公司	
44	安吉川达物流有限公司	40.5	30.5	12.5+12	32	13	5	13	21	52	41	41	28	295	285	2	无锡华东重型机械股份有限公司	装卸船舶、堆场共用
45	温州金鑫码头有限公司	15	35	18	32	1	0	25	10	60	10	50	25	280	395	2	无锡华东重型机械股份有限公司	回转式小车
46	营口港务集团有限公司		11	11	10	6.5	6	20.11	35.21	53.6	15		31.8	311	321.7	3	大连博瑞重工有限公司	铁路集装箱货场用

续表

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
47	营口港务集团有限公司		41	14	50	0	0	20.11	35.24	53.6	15		29	300	321.7	7	大连博瑞重工有限公司	铁路集装箱货场用
48	沈阳营港陆港服务有限公司	—	41	18	37	0	0	23.01	46.02	50.3	44	—	35	260	372.5	2	大连博瑞重工有限公司	内陆无水港用
49	成都铁路局		36	10	18	6	6	12	21	60/90	35	65	21	230	238	1	中铁山桥集团	回转式小车
50	青岛、西安铁路集装箱中心站	—	40.5	12.2	35	7.5	7.5	20	40	110	60	120	28	360	560	4	中铁山桥集团	回转式小车
51	郑州铁路集装箱中心站	—	40.5	15.2	40	0	0	20	40	90	60	120	33	290	500	1	中铁山桥集团	回转式小车
52	满洲里国际货场	—	40	12.2	30	7.5	7.5	15	30	60/90	55	90	27	310	450	3	中铁山桥集团	回转式小车
53	铁路集装箱货场	30.5	22.5	11.1+3.5	30	7.5	7.5	9.56	—	30	30	—	27.5	230	164	2	株洲天桥	
54	北京东站	—	36	10	25	7.5	7.5	12	24	75	50	100	—	—	—	1	武汉中铁工程机械厂	小车可回转
55	黄石码头	49	35	15.3	30	7.5	7.5	15	20	50	40	50	25	248	350	1	三一集团	—
56	浙江嘉兴内河国际集装箱码头有限公司	46	35	15.3	40	5	5	25	40	70	30	30	25	298	368	1	三一集团	—
57	广州建翔码头	52	40	21.1	45	9	9	36	65	80	50	50	25	386	370	4	三一集团	—
58	宜兴码头	52	40.5	12.5+5	30	4	12	18	25	70	45	45	24	276	350	1	三一集团	—
59	长三角集团	52	40.5	15.3	30	4	4	18	25	70	45	45	25	250	350	1	三一集团	
60	云南贫福紫金化工股份有限公司	46	36	11.5	36	5.5	5.5	12	24	70	60	60	25	234	310	2	三一集团	旋转吊具
61	安徽省港航投资集团合肥港	52	40	15.3	30	7.5	7.5	15	24	76	36	36	25	282	340	1	三一集团	—

续表

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
62	天津振华国际物流运输有限公司	46	35	16.5	34.2	0	0	23	46	70	45	100	25	210	400	2	三一集团	—
63	荆州港	46	35	15.2	40	7.5	7.5	20	35	85	40	40	25	310	401	2	三一集团	
64	珠海洪湾港	46	35	18	46	10	10	35	55	80	45	45	25	361	412	1	三一集团	—
65	珠海洪港金	46	35	18.1	40	4.5	4.5	35	55	80	45	45	25	292	454	4	三一集团	—
66	新疆农六师煤电铁路专用线	52	40.5	15	35	7	9.5	15	30	80	40	40	25	260	310.5	2	三一集团	
67	长沙集星集装箱码头	55	40	15.3+13.5	30	12.5	13.1	20	40	50	40	40	25	277	350	1	三一集团	
68	佛山市公路局高明战备渡口所	55	40	15.3	30	10	10	20	15	80	60	60	25	292	380	1	三一集团	
69	广东省佛山市公路局九江战备渡口所	55	40	15.3	30	8.5	8.5	20	45	80	60	60	25	286	380	1	三一集团	
70	长沙北站	52	40.5	12.5	40	0	0	20	40	30	30	50	25	306	420	1	三一集团	回转小车
71	福建泉州肖厝港有限公司	52	41	21.1	43	5	5	30	60	75	40	75	25	405	430	1	三一集团	—
72	成都东康物流有限公司	52	40.5	18.2	40	7.5	7.5	25	50	60	60	80	25	335	378	1	三一集团	
73	株洲港有限公司	52	40.5	12.3+18	30	5	18	25	50	70	40	60	25	345	450	1	湖南中铁五新重工有限公司	装卸船舶、堆场共用
74	株洲港有限公司	52	40.5	15.3	37	5	5	25	50	70	40	60	25	320	450	1	湖南中铁五新重工有限公司	
75	江西九鼎物流有限公司	48	35	18.3	40	10	10	25	36	70	35	—	25	326	396	1	湖南中铁五新重工有限公司	
76	常德港有限公司	48	35	12.5	30	7.5	7.5	20	30	70	40		25	281	305	1	湖南中铁五新重工有限公司	

续表

序号	用户名称	额定起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)		小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)		轮压/t	自重/t	装机容量/(kV·A)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧	满载	空载		满载	空载						
77	中山小榄港货运联营有限公司	50	35	15.2	37.5	5	3.5	25	—	70	40	—	22	286	430	4	湖南中铁五新重工有限公司	
78	肇庆新港有限公司	48	35	18	45	11	11	25	38	90	50	—	25	402	410	1	湖南中铁五新重工有限公司	
79	湖北宇丰码头有限公司	48	35	15.3	37.5	7.5	7.5	16	26	50	26	26	25	275	240	2	湖南中铁五新重工有限公司	
80	阜宁县交通局	15	35	12	35	11	1.5	15	21	10	30		25	300	305	1	上海和平发展起重设备公司	
81	浙江震石集团宁石物流有限公司	51	41	15.6	30	0	0	15	21	10	30		25	170	200	1	上海和平发展起重设备公司	
82	中央储备粮梧州直属库	45	35	18.1	40	8	8	25	40	70	40	—	25	330	430	1	上海和平发展起重设备公司	

注：起升高度(12.5+12)m，表示轨上起升高度12.5m，轨下下降深度12m，余同。

表 6-22 空箱轨道式集装箱门式起重机主要技术性能参数

序号	用户名称	起重量/t	吊具下起重量/t	起升高度/m	轨距/m	有效悬臂长度/m		起升速度/(m/min)	小车运行速度/(m/min)	大车运行速度/(m/min)	数量/台	制造单位	备注
						A侧	B侧						
1	广东小榄港	—	5	15.24 (4+1)	24.37	0	0	25	40	50	2	交通部水运科学研究院	采用四卷筒驱动技术
2	东华集装箱综合服务公司	10	6	23.5 (7+1)	47	6	0	59.3	60	120	2	上海和平发展起重设备公司	采用电动集装箱吊具，可360°回转
3	东华集装箱综合服务公司	10	6	23.5 (7+1)	47	0	0	59.3	60	120	2	上海和平发展起重设备公司	采用电动集装箱吊具，可360°回转
4	大连集龙公司	16	8	26.5 (8+1)	51	10	0	55	120	120	4	河南起重机械有限公司	采用电动集装箱吊具
5	大连集龙公司	16	8	26.5 (8+1)	51	0	0	55	120	25	2	河南起重机械有限公司	采用电动集装箱吊具

择起重机的主要参数，起重机轨距一般不超过40m。

(2) 起重机大车运行机构和小车运行机构应具有良好的防跑偏、防啃轨措施。

(3) 新设计RMG应优先选用电动集装箱伸缩吊具，以满足节能环保的要求。

(4) 对于装卸船舶、堆场共用的RMG，应选用带可翻转导板的集装箱伸缩吊具；如需要配用液压抓斗，则应预留液压站供电回路。

(5) 集装箱通过门腿下横梁时，应能自动避让下横梁。

(6) 雷电多发区使用的起重机应注意设置可靠的接地与避雷措施。

(7) 起重机的安装及大车轨道、大车锚定装置、防风拉索组织、顶升装置、上机电缆沟的设置应符合《水运工程质量检验标准》(JTS 257—2013)和《码头附属设施技术规范》(JTJ 297—2001)的相关要求。

2. 用于装卸烟花爆竹RMG设计要求

用于烟花爆竹码头作业的轨道式集装箱门式起重机，选用时应注意：

(1) 起重机应有良好的接地和避雷设施，所有电气元件应接地良好，尤其大车车轮轴及轴承连接处、钢结构法兰螺栓连接处均应采用导线跨接；采用接地靴等有效措施降低起重机与大车轨道之间的接地电阻。

(2) 起重机的上机电缆应置于地面电缆沟内，电缆卷筒、大车运行机构电动机、敷设于结构件外侧的电缆电线、电气设备均应有良好的保护设施，防止高空坠落物品导致的损坏漏电。

(3) 严格按照相关要求配备消防器材。

6.3.10 技术标准与规范

轨道式集装箱门式起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护等应遵循或参考表6-23中所列的标准规范。

表6-23 轨道式集装箱门式起重机的技术标准或规范

序号	编 号	标准名称
1	GB/T 3811—2008	《起重机设计规范》
2	GB 6067.1—2010	《起重机械安全规程 第1部分：总则》
3	GB 6067.5—2014	《起重机械安全规程 第5部分：桥式和门式起重机》
4	GB/T 5905—2011	《起重机试验规范和程序》
5	GB/T 28264—2012	《起重机械 安全监控管理系统》
6	GB/T 31052.1—2014	《起重机械 检查与维护规程 第1部分：总则》
7	GB/T 31052.5—2015	《起重机械 检查与维护规程 第5部分：桥式和门式起重机》
8	GB/T 14406—2011	《通用门式起重机》
9	GB/T 19683—2005	《轨道式集装箱门式起重机》
10	JT/T 566—2004	《轨道式集装箱门式起重机安全规程》
11	JTS 165—2013	《海港总体设计规范》
12	JTS 257—2013	《水运工程质量检验标准》
13	JTJ 297—2001	《码头附属设施技术规范》
14	JT/T 623—2005	《集装箱吊具》
15	JT/T 90—2008	《港口机械风载荷计算及防风安全要求》
16	JTT 93—2008	《港口机械电气设备安装及检测规范》
17	JT/T 86—2009	《港口机械名称、基本参数及常用零部件图形》
18	FEM 1.001：1998	《欧洲起重机械设计规范》

6.4 轮胎式集装箱门式起重机

6.4.1 概述

轮胎式集装箱门式起重机，英文名称为Rubber Tired Gantry Crane(简称轮胎吊或RTG，见图6-67)是集装箱货场进行堆码作业的专用机械。由前后两片门框和鞍梁组成的门架支承在橡胶轮胎上，实现在货场内行走。装有集装箱吊具的行走小车沿着门框横梁上的轨道行走，用以从集卡车上装卸集装箱和进行堆码作业。轮胎吊采用机械液压装置并利用无线电感应等方向引导装置，保持其在货场内直线行走，也可作90°直角转向行走，实现转向换场作业。与轨道式集装箱门式起重机相比，轮胎吊具有作业灵活、机动性能好、不受轨道限制等优点。

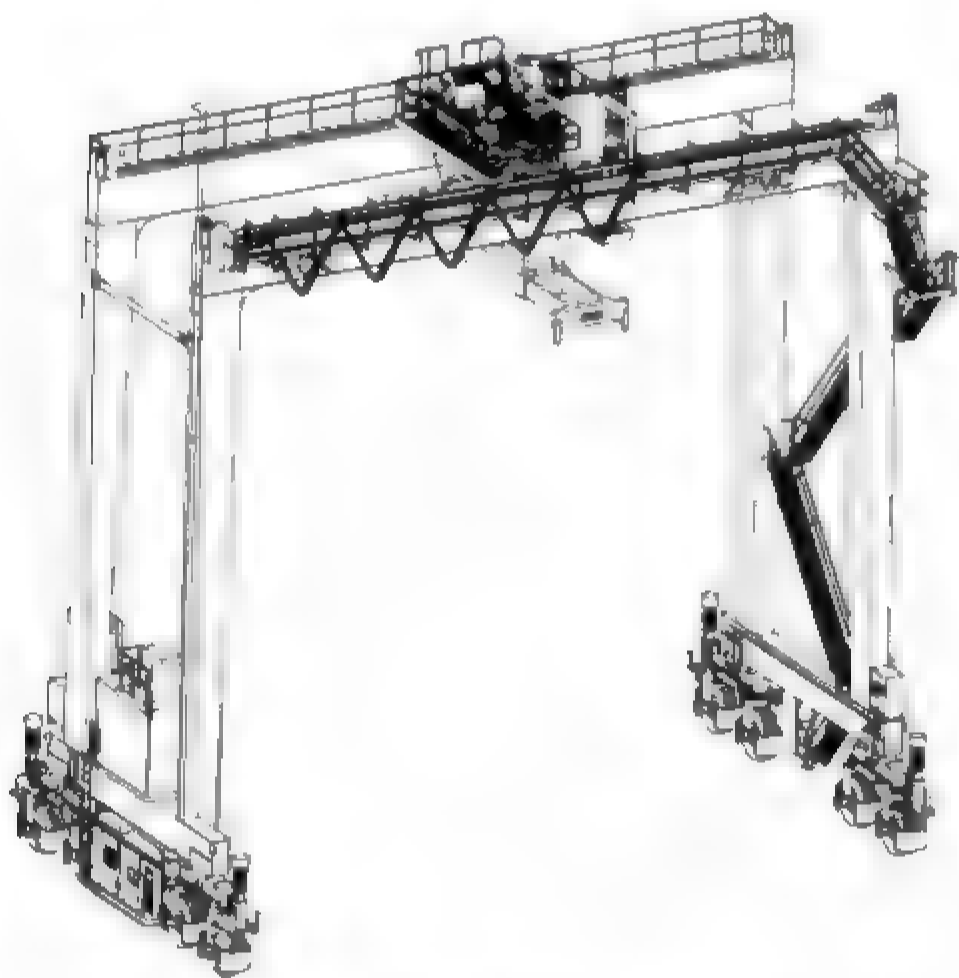


图6-67 轮胎式集装箱门式起重机

6.4.2 发展趋势

轮胎吊是在装卸重大件货物的龙门起重机的基础上发展起来的，并按照装卸和堆码集装箱的要求对其逐步加以改进和完善，使跨度从3+1(3列集装箱+1条集卡车道)发展到9+1，堆码高度从堆2过3(堆2层集装箱、过3层集装箱)发展到堆7过8。新开发的机型已实现了半自动化甚至全自动化操作。

目前RTG正向重量轻、成本低、维护费用少、减摇效果好、标准化程度高、可集装箱发运、智能化和自动化的方向发展。

6.4.3 整机结构

轮胎式集装箱门式起重机的主体结构由2根主梁、4条门腿和2组鞍梁组成，截面均为箱形，如图6-68所示，各构件之间采用法兰螺栓连接或焊接连接。这样的结构具有足够的强度和刚度，能适应轮胎变形、场地不平等对结构产生的影响，并能防止结构振动。

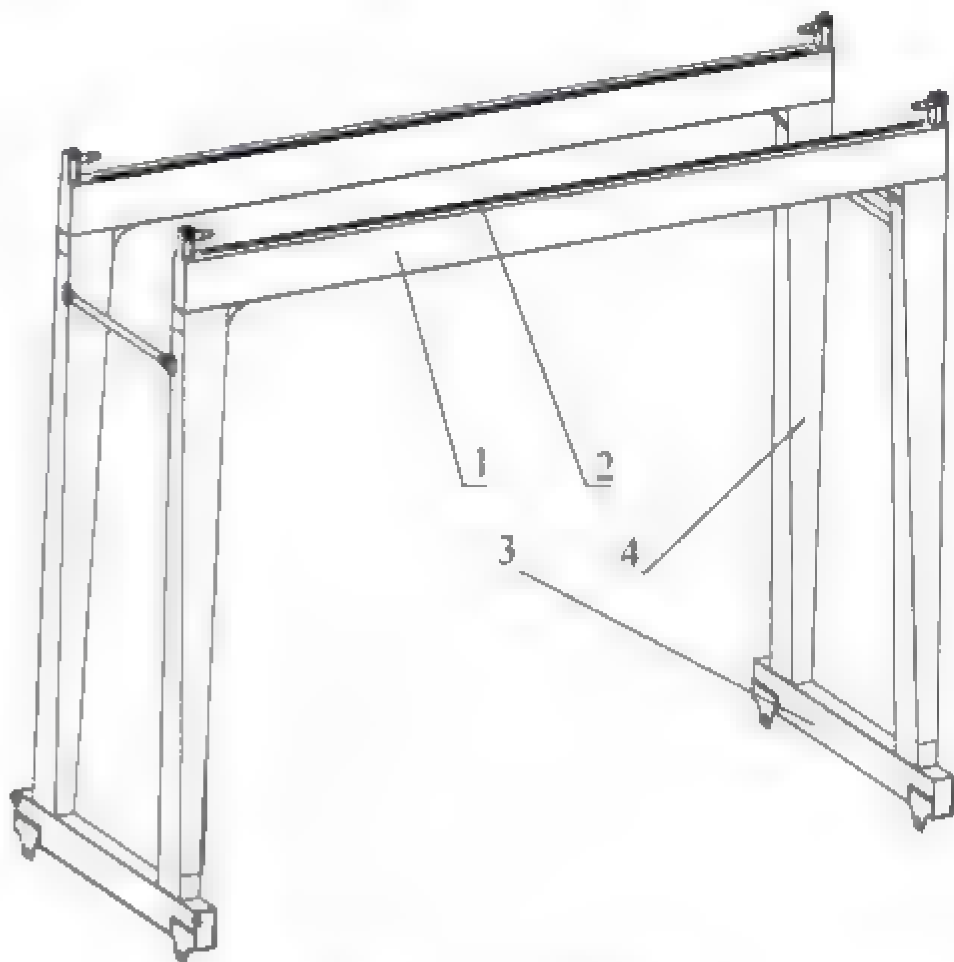


图6-68 主体结构
1—大梁；2—小车轨道；3—鞍梁；4—门腿

主梁是轮胎式集装箱门式起重机的主要受力构件，采用箱形结构，小车行走轨道分别铺设在两根主梁上。

小车行走轨道在主梁上的铺设位置有两种形式，一种是铺设在主梁中心线位置(简称正轨布置)；另一种是铺设在上翼缘板内侧腹板中心线位置(简称偏轨布置)，故大梁的结构形式通常有两种，如图6-69所示。

主梁箱体内利用横隔板抵抗截面的畸变和横向挠曲。在腹板内侧，采用纵向加强筋来增强结构稳定性。下翼缘由于受拉，且箱体较小，中间横隔板与下翼缘板之间一般不焊接，但两头与门腿对应的横隔板必须焊接，以保证传递门腿的力流畅。

对于正轨布置形式，主梁箱体内还应增加较多短隔板(一般布置间距不大于500mm)，以

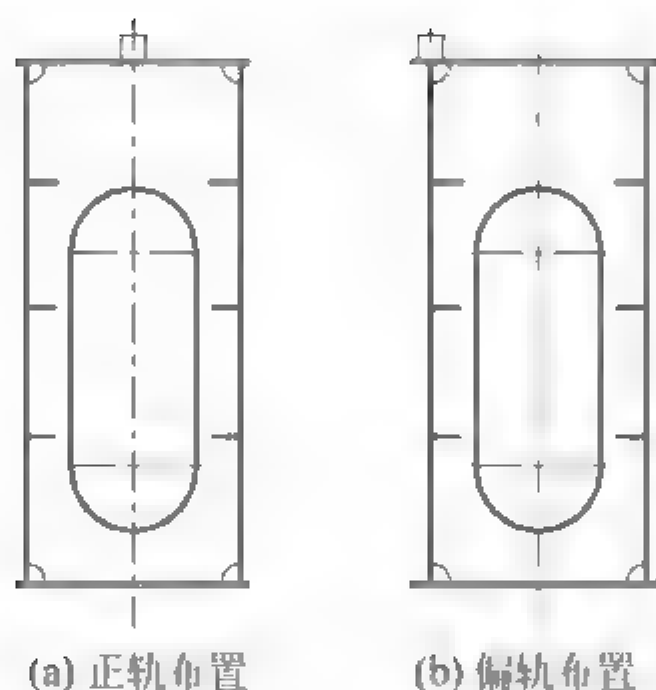


图 6-69 轨道布置

保证轨道支承刚度。

对于偏轨布置形式，因轨道直接作用在一侧腹板上，受力直接，但存在较大的附加扭矩。安装时应注意精确度，务必使轨道中心线与腹板中心线吻合，否则将会产生偏心力矩，使加筋板的焊缝开裂，丧失局部稳定性。小车行走轨道铺设位置及容许偏差参见图 6-70 和表 6-24。

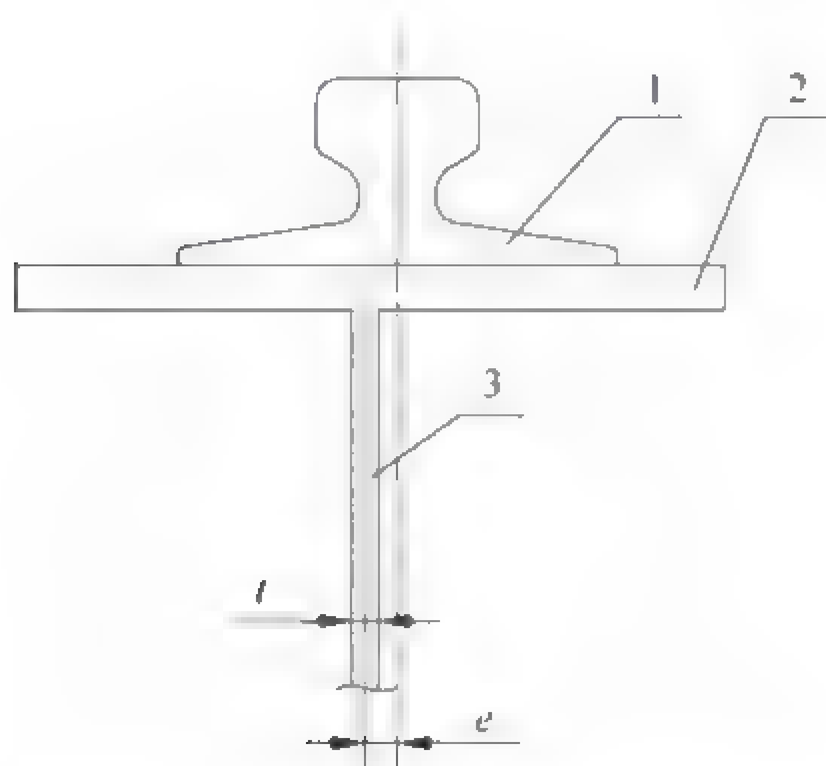


图 6-70 小车行走轨道铺设位置偏差
1—小车行走轨道；2—上翼缘板；3—腹板

表 6-24 小车行走轨道铺设的容许偏差

mm

腹板厚度 t	容许偏差 e
6～12	3.5
12～32	5.0

门腿一般采用箱形变截面结构。根据受力等因素，在门架平面内做成上大下小，且内侧一般为斜面；门腿平面内做成上小下大，一般内侧为平面，以便增大腿内空间，有利于布置电气房和动力房，如图 6-71 所示。两门腿间一般采用连杆连接，以保证两主梁之间距离和增加侧向刚性。

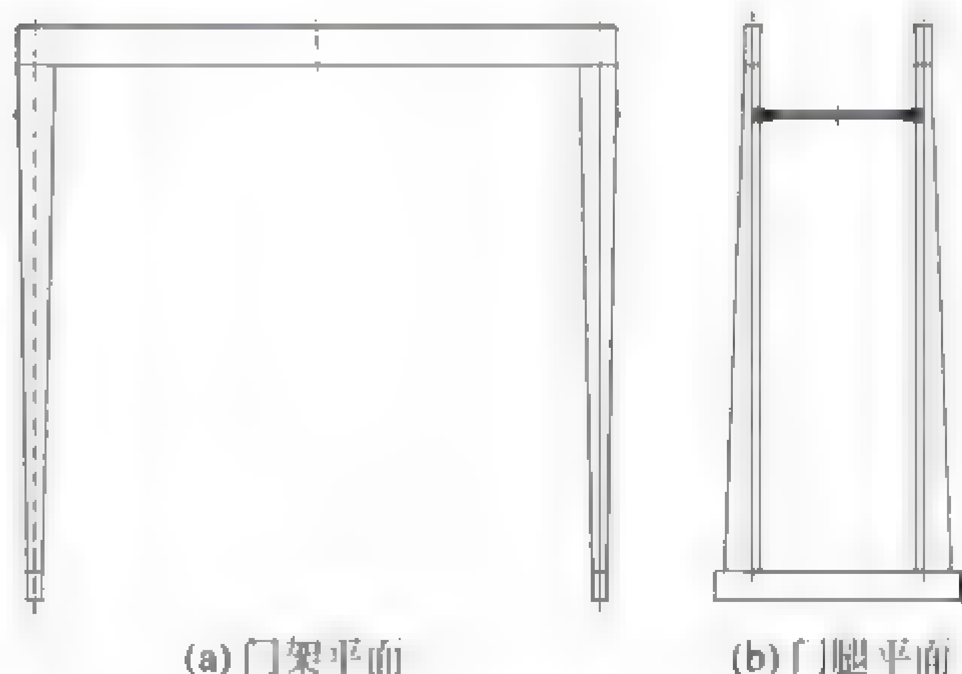


图 6-71 门腿结构

鞍梁一般采用等截面箱形，与大车采用销轴连接，连接耳板采用厚板结构。为承受侧向力，需加抗剪块。

轨道与大梁直接焊接时，刚度较好，且轨道能参与受力，免维修，但制造要求高。压板固定轨道时，需先用定位板对轨道进行定位，定位板每隔一定距离布置一块，定位好后将定位板焊接在大梁上，然后取下轨道进行对接焊，两轨道之间应留有 20～30mm 空隙，轨道对接采用保护电弧焊进行焊接。正式铺装轨道时，在轨道下面先铺上橡胶垫板，以减小小车在轨道上行走时所产生的振动，然后用螺栓固定压板，压紧轨道。小车行走轨道的距离公差一般应控制在＋8mm 和－2mm 的公差范围内，轨道在水平面内总长度方向的弯曲度应控制在＋4mm 和－1mm 的范围内。

轮胎吊中所有金属结构板材都要先经预处理，将表面氧化皮清除干净，然后涂上底漆再进行下料，最后进行拼装焊接。结构成型后，再对整体结构进行后处理(喷砂)，在处理过的表面涂上粘力强的环氧富锌底漆、中间漆和面漆，漆膜总厚度大于 220μm。箱体结构内涂有防锈漆、厚度约为 120μm。

由于轮胎吊结构大型、重量大，金属结构工艺要求高、工作环境复杂，因此在日常使用中，检修、保养工作就显得尤为重要。在日常

的维修保养中要注意以下几点：

(1) 定期检查小车与轨道的工作情况，发现异常声响，应检查小车车轮、轴端挡板等的工作情况。

(2) 定期检查小车架的变形及焊缝情况，特别注意车轮轴的工作情况。

(3) 一经发现情况异常，应立刻采取相应措施。

(4) 经常检查主要构件的焊缝及影响区，特别是各支承处有无异常，一经发现，立即修补改造。螺栓连接处，应注意螺栓紧固程度。

(5) 箱体结构的外形如发现有凹凸情况应停机检查，确定原因，待排除后才能使用。

(6) 构件的油漆损坏应及时除锈、补漆。

对构件焊接的要求，目前国际上普遍接受美国焊接规范(AWS 规范)。按照 ANSI/AWSD 1.1 要求，所有焊缝的焊接方法均应在图纸上标明，重要的焊缝还要在图中标出检验方法。

焊缝的非破坏性检验(non-destructive testing，NDT)通常按以下要求进行：

(1) 所有焊缝：100%目测检验，验收标准按照 AWSD 1.19.25.1 要求。

(2) 受拉全透焊缝：100% UT 超声波探伤，验收标准按照 AWSD 1.19.25.3 要求。

(3) 受压全透焊缝：25%UT，验收标准按照 AWSD 1.1 表 8.15.3 要求。

(4) FCM 上的贴角焊：10%磁粉探伤，验收标准按照 AWSD 1.19.25.2 要求。

对任何少于 100%检验部分的焊缝，若不合格，则要求对那一部分焊缝扩大到 100%重新检验。对有缺陷的焊缝修复，应按照《ASHTO/AWS 静定构件的断裂控制计划》第 12.17 进行。

各种零件的材料要求如下：

(1) 起升卷筒采用焊接结构，其材料应不低于 GB/T 700—2006 中的 Q235B 钢。

(2) 起升钢丝绳滑轮宜采用轧制焊接结构，滑轮轮缘的材料应不低于 GB/T 699—2015 中的 35 钢。

(3) 齿轮、小车车轮材料不低于 GB/T 699—2015 中的 45 钢。

(4) 联轴器材料应不低于 GB/T 699—2015 中的 45 钢或 GB/T 5676—1985 中的 ZG 310—570 铸钢。

(5) 齿轮轴、滑轮轴材料应不低于 GB/T 699—2015 中的 35 钢。

(6) 集装箱吊具转锁材料应不低于 GB/T 3077—2015 中的 40Cr 钢。

6.4.4 主要技术参数的确定

轮胎式集装箱门式起重机的基本参数有起重量、堆垛集装箱层数、通过集装箱层数、跨距、起升高度、轮压和工作速度。

1. 起重量

轮胎式集装箱门式起重机的起重量是根据额定起重量和吊具的重量来决定的，即

$$Q = Q_0 + q$$

式中：Q——轮胎式集装箱门式起重机的起重量，t；

Q_0——额定起重量，t；

q——吊具重量，t。

额定起重量一般是按所起吊的集装箱的最大总重量来确定的。

2. 堆垛集装箱层数

指起重机能堆垛集装箱的最高层数。通过集装箱层数是指起重机吊具下载有集装箱时，能通过场地上集装箱的最高层数。

3. 尺寸参数

轮胎式集装箱门式起重机的尺寸参数主要包括跨距和起升高度。尺寸参数的确定与货场所装卸的集装箱箱形和作业条件有关。

1) 跨距(S)

轮胎式集装箱门式起重机的跨距是指两侧行走轮中心线之间的距离。跨距的大小取决于起重机下面所需要跨越的集装箱列数和集卡车的通道宽度。对于国际集装箱专用码头货场，一般按跨 6 列集装箱和 1 条集卡车通道设计。

跨 6 列集装箱和 1 条集卡车通道的空间布置方式，见图 6-72。

2) 基距(B)

基距是同一侧轨道上的两组行走轮中心

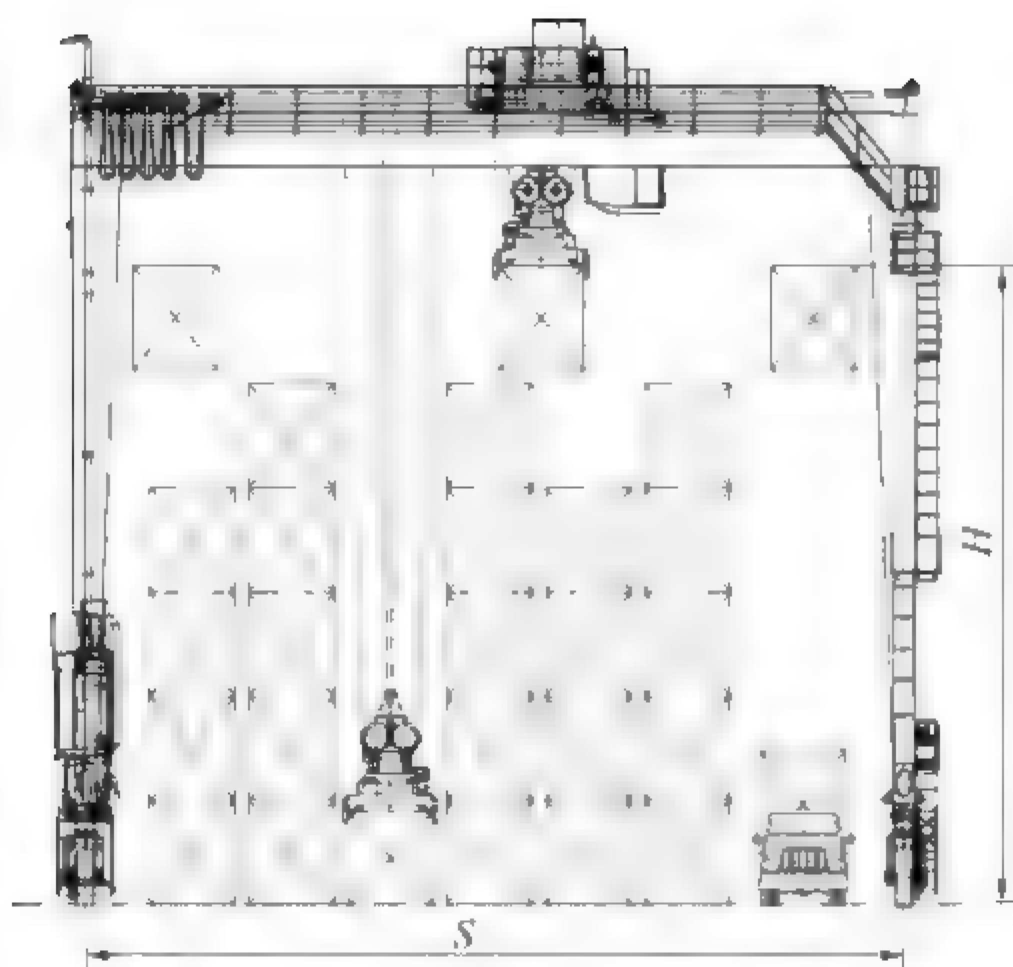


图 6-72 轮胎式集装箱门式起重机跨距和空间布局

线之间的距离，考虑整机稳定性及大车驱动机构的尺寸要求，一般 $B \geqslant (0.25 \sim 0.3)\ S$。

3）起升高度（H）

轮胎式集装箱门式起重机的起升高度是指吊具底面（极限高度）至地面的垂直距离。一般按集装箱的总高度（每个集装箱高度为2896mm）再加上大于500mm的安全起吊距离来确定起升高度。

4）工作速度（v）

工作速度包括起升速度、小车运行速度、大车运行速度。为了提高柴油机的有效功率，缩短工作循环的时间，通常取空载速度约为满载的2倍。

5）典型产品参数

以上海振华重工（集团）股份有限公司制造的41t标准型轮胎吊参数为例，其主要尺寸、允差和工作要求如下：

额定载荷	41t（吊具下）
电动吊具	20ft/40ft
跨距	23.47m
起升高度	18.1m（5+1箱高）
基距	9m
轮距	2.5m
小车工作行程	18.3m
起重机总长	≤14.1m
运行速度：	
a. 主起升	
满载	25m/min
空载	52m/min
最大满载加减速时间	2.0s
最大空载加减速时间	4.5s
b. 小车	
运行速度	70m/min
最大加减速时间	5s
c. 大车	
满载载荷	30m/min
空载	120m/min
加/减速时间	8s
吊具水平回转角	±5°
（起升高度4.5m，速度最低0.5(°)/s）	
减摇	小车在全速减速停止后，3个循环内±100mm（集装箱底部距地面2.0m以上）
大车车轮数	8个（2个/角）
轮胎规格	21.00-25
大车车轮转向角	0°，90°，360°
工作轮压	≤37t（小车额载位于动力装置侧）

6.4.5 主要机构和辅助装置

轮胎式集装箱门式起重机的机构主要由四部分组成：起升机构、小车运行机构、大车运行机构和动力装置，以及吊具系统。

轮胎吊起升机构采用恒功率控制，能根据起升负荷大小自动调节升降速度，机构配有超负荷保护装置、超速保护装置等，能确保起重机工作安全和高效率。

小车运行机构采用交流变频控制。在小车架下设有驾驶室，司机在驾驶室里操纵整台起重机运行。小车通常采用四轮全驱动方式，因此运行过程中车轮不会打滑且起制动平稳，定位精确，对箱方便。

大车运行机构采用交流变频控制。为防止起重机之间以及起重机与集装箱之间的相互碰撞，在司机室内设有手动纠偏系统以及防

碰装置。

动力装置是轮胎式集装箱门式起重机的心脏部分，柴油发动机组发出的交流电作为各机构交流电机的电源，是轮胎式门式起重机动力的源泉。

吊具是集装箱起重机的关键部件。吊具的质量与可靠性，直接影响着起重机的性能。

1. 起升机构

起升机构是实现集装箱或吊具的升降动作的机构，它是起重机的主要工作机构之一。起升机构由电动机通过减速器减速后驱动卷筒，卷筒缠绕钢丝绳来实现货物的升降。起升机构根据目前的钢丝绳缠绕方式，可分为四绳缠绕方式和八绳缠绕方式。

起升机构的驱动装置设在小车后部，由一台交流电动机、一个高速轴联轴器、一台圆柱齿轮减速器、与低速轴鼓形齿式联轴器相连的卷筒、制动器以及测速装置、超速保护装置、限位保护装置等组成。电动机通过联轴器驱动减速器，再由减速器通过鼓形齿式联轴器驱动卷筒，收放4组钢丝绳，使吊具实现上升、下降动作。

轮胎式集装箱门式起重机的起升机构如图6-73所示，其电动机与起升卷筒呈平行布置。由电动机4通过减速器1驱动起升卷筒2。当电动机驱动卷筒逆时针方向旋转时，起升机构(即卷绕钢丝绳)将吊具上架升起；而当电动机驱动卷筒顺时针方向旋转时，则吊具上架下降。在卷筒一端装有限位开关3，以控制其起升最高位置和下降最低位置。

圆柱斜齿轮减速器的高速轴和低速轴均在同一水平面上，各轴的支承点均采用球面调心滚动轴承，机座和机盖沿齿轮中心线剖分，剖分面用601或609密封胶密封，出轴处采用甩油盘、迷宫体或O形密封圈，以防漏油。在低速轴的机座底部设有一放油阀门和油面指示尺，其上设有一油面刻度，便于掌握润滑油的情况，机盖上设有透气帽、观察孔。

起升卷筒用钢板卷制而成，表面有4组绳槽，卷筒一端通过卷筒联轴器与减速器连接，另一端通过一短轴经轴承座直接支承在小车架上。

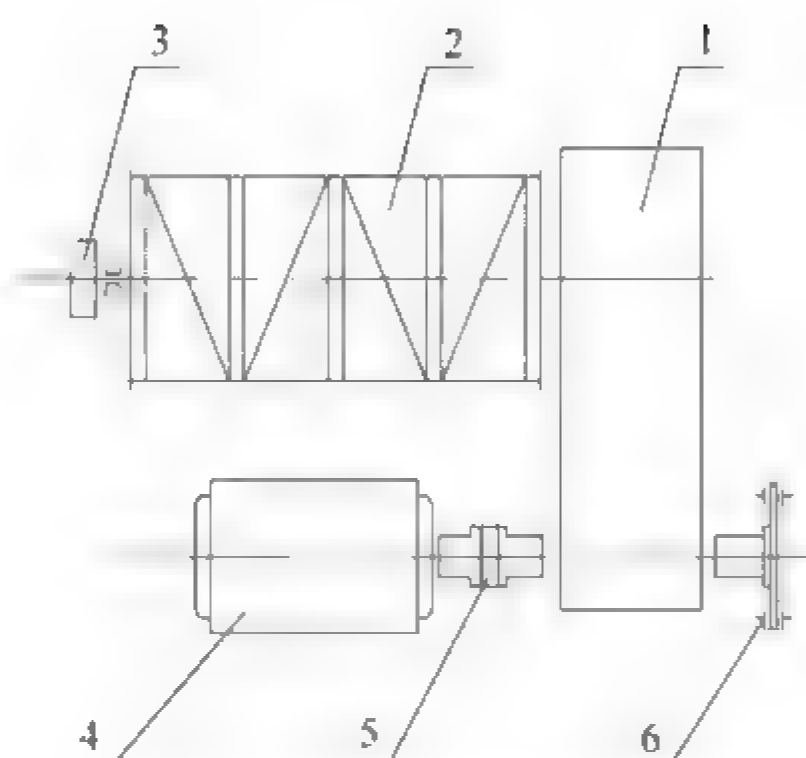


图6-73 起升机构传动简图

1—减速器；2—卷筒；3—限位开关；
4—电动机；5—联轴器；6—制动盘与制动器

起升机构还设有测速装置和超速保护装置。它们均设在电机尾部，当电机转速达到额定转速110%时，超速保护装置动作，使起升机构停止工作。限位保护装置装在卷筒的另一端，经齿轮传动，该装置使起升机构受到以下保护：

(1) 起升上升至上终点，起升停止运行；

(2) 起升下降至下终点，起升停止运行；

(3) 到达上、下终点前减速；

(4) 起升上升的极限限位。

起升机构一般应具有恒功率调速特性，即当起吊重量小于额定起重量时，起升速度成反比例地增加，以提高起重机的生产效率。

1) 起升缠绕系统

起升机构的钢丝绳缠绕系统参见图6-74。起升钢丝绳缠绕分为四绳和八绳两种基本缠绕方式，并由此演变出的若干种缠绕方式参见表6-25。

(1) 四绳缠绕方式

4根钢丝绳的4个头分别通过各自的3个压板固定在卷筒上。2根钢丝绳从卷筒出来直接向下通过吊具上架上的相应滑轮，其中一根返回运行小车架梁下端，另一根通过一组回转滑轮后，固定在小车一侧的回转装置一端；另

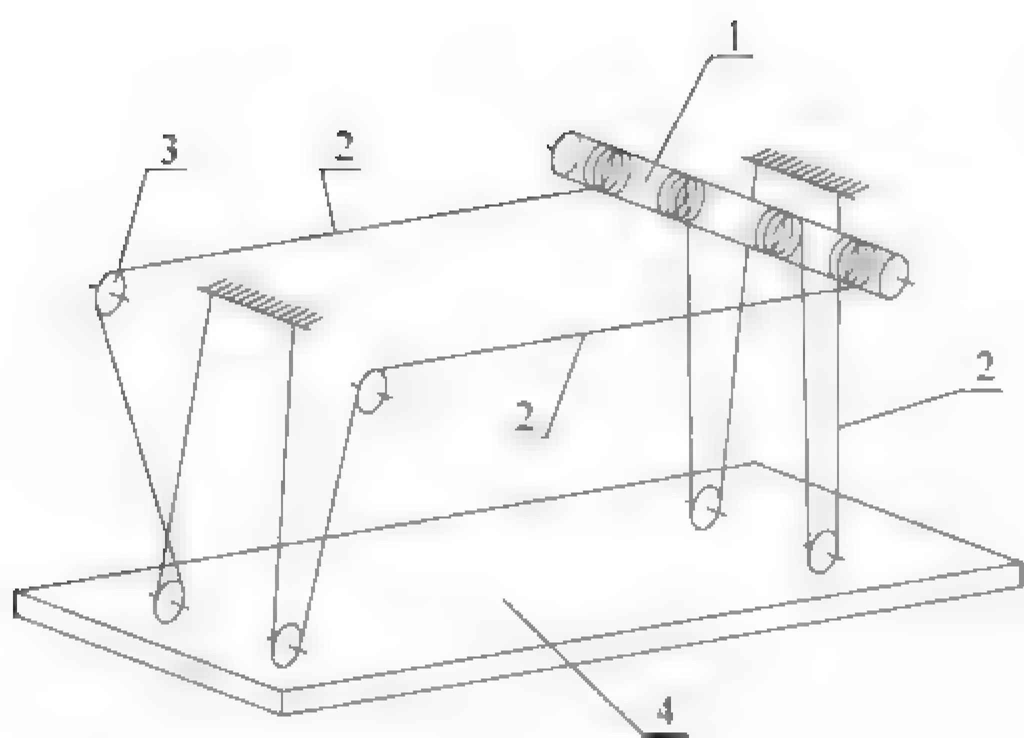


图 6-74　起升机构钢丝绳缠绕系统

1—起升卷筒；2—起升钢丝绳；3—滑轮；4—吊具起吊上架

2 根钢丝绳从卷筒出来经小车上部的滑轮组后，向下通过吊具上架的相应滑轮，其中一根返回运行小车架梁一端，另一根通过回转滑轮后，固定在回转装置的另一端上。

(2) 八绳缠绕方式

根据机械减摇的理论原理，增加钢丝绳力和加大钢丝绳与垂直方向的夹角将有利于提高减摇效果。八绳系统直接用起升绳代替减摇绳，起升钢丝绳力远大于辅助减摇绳的力。八绳系统用 12 个起升滑轮导向，使钢丝绳达到较大的倾角。8 根钢丝绳的 8 个绳头分别用钢丝绳压板和螺丝固定在卷筒上，钢丝绳的另外 8 个绳头各自绕过小车上的相关滑轮后，每 2 个绳头一组，用调节螺杆斜向相交连接在特制的吊具上架 4 边的中点上，分别组成 4 个相等的等腰三角形。由于 8 根钢丝绳都是斜拉在吊架上，其水平分力阻止了吊具在大车和小车运行方向的摇摆。因此八绳系统轮胎吊不需要另外设置专门的减摇系统。

缠绕钢丝绳时，要求 4 组钢丝绳的拉紧程度一致。如发现不一致，可在卷筒固定端将压板松开，收紧或放松钢丝绳，使钢丝绳拉紧程度一致。钢丝绳在开始使用一段时间后，一定要根据钢丝绳的实际伸长情况重新对钢丝绳松紧进行调整，及时加以纠正。

必须经常注意钢丝绳压板的紧固情况，发现松动应立即紧固方能使用。须注意检查夹紧螺栓的情况，发现螺纹损坏、裂缝等异常情况，应立即更换。缠绕钢丝绳时要注意不要使钢丝绳扭曲或打结。

表 6-25　常见的钢丝绳缠绕方式

四绳缠绕方式	单卷筒四绳 A		最传统的缠绕形式，可实现吊具回转和倾转功能

续表

四绳缠绕方式	单卷筒四绳 B		减少了滑轮数量，延长了钢丝绳寿命，但滑轮偏角易超限
	单卷筒四绳 C		使用摆动滑轮避免滑轮偏角超限，但需要用起升钢丝绳推动滑轮运动，存在额外的磨损情况
	单卷筒四绳 D		加长了滑轮与卷筒的距离，卷筒直径可以较小，利于机构选型

续表

四绳缠绕方式	双卷筒单起升四绳 A		改善了小车重量的分布，配合推杆能方便实现吊具回转和倾转功能；但无法实现平移功能，卷筒光筒长，浪费材料，小车表面布置拥挤，操作空间小
	双卷筒单起升四绳 B		电动机通过锥齿轮减速器垂直于卷筒安装，改善了小车前后重量的分布，配合推杆能方便实现吊具回转和倾转功能；但无法实现平移功能，小车表面布置拥挤，操作空间小
	双卷筒双起升四绳		小车重量分布均匀，可直接利用起升实现倾转功能，如需实现吊具回转、平移和减摇功能需要配置辅助控制机构；小车布置简洁，操作空间大；但需要解决好同步控制问题，整体成本较高

续表

八绳缠绕方式	单卷筒八绳		小车重量分布比较均匀，具有良好的减摇效果，配合吊具上架可实现吊具的回转、平移功能；但小车布置拥挤，自重大，成本较高
十六绳缠绕方式	单卷筒十六绳		机构选型适当减小，小车重量分布比较均匀，具有良好的减摇效果，配合吊具上架可实现吊具的回转、平移功能；但小车布置拥挤，自重较大，成本较高，缠绕复杂

2）起升电动机的选型

起升电动机选型需满足以下要求：发热功率小于电动机额定功率；需要扭矩小于电动机提供扭矩。

（1）起升电动机功率计算

① 上升静功率(kW)

$$P_{11}=9.8\times(LL+LS)\times v_1/\eta$$

② 下降静功率(kW)

$$P_{12}=9.8\times(LL+LS)\times v_1\eta$$

③ 上升加速功率(kW)

$$P_{13}=9.8\times(LL+LS)\times v_1^2/t_1\eta g$$

④ 上升减速功率(kW)

$$P_{14}=9.8\times(LL+LS)\times v_1^2/t_1\eta g$$

⑤ 下降加速功率(kW)

$$P_{15}=9.8\times(LL+LS)\times v_1^2\eta/t_1 g$$

⑥ 下降减速功率(kW)

$$P_{16}=9.8\times(LL+LS)\times v_1^2\eta/t_1 g$$

⑦ 电机加速功率(kW)

$$P_{17}=G_R^2\times(2\pi P_1/60)^2/408t_1 g$$

⑧ 电机减速功率(kW)

$$P_{18}=G_R^2\times(2\pi P_1/60)^2/408t_1 g$$

式中：LL ——吊具下额定起重量，t；

LS ——吊具和吊架重量，t；

v_1 ——起升下降速度，m/s；

t_1 ——加减速时间，s；

P_1 ——电机转速，r/min；

η —机构的传动总效率；

$G_R{}^2$ —电动机、联轴器、制动器的总转动惯量，kg·m²。

带载时不同运动状态的总功率，见表6 26。

表6-26 满载时起升电动机功率

运动状态	总 功 率
带载加速起升	$P_{11}+P_{13}+P_{17}$
带载匀速起升	P_{11}
带载减速起升	$P_{11}+P_{14}+P_{18}$
带载加速下降	$P_{12}+P_{15}+P_{17}$
带载匀速下降	P_{12}
带载减速下降	$P_{12}+P_{16}+P_{18}$

同理可得空载时的各款功率 $P_{21}\sim P_{28}$，并得出空载时不同运动状态的总功率，见表6-27。

表6-27 空载时起升电动机功率

运动状态	总 功 率
空载加速起升	$P_{21}+P_{23}+P_{27}$
空载匀速起升	P_{21}
空载减速起升	$P_{21}+P_{24}+P_{28}$
空载加速下降	$P_{22}+P_{25}+P_{27}$
空载匀速下降	P_{22}
空载减速下降	$P_{22}+P_{26}+P_{28}$

由表6-25、表6-26可知，电动机带载加速起升时功率最大，为 P_{max}，其必须满足以下条件：P_{max}<电动机额定功率 P_0×电动机过载系数即满载状态下，电动机在短时启动后能达到额定工作速度。

(2) 电动机发热功率计算

电动机除上述功率计算外还需进行发热功率计算。电动机的发热功率计算公式为

$$P_w=\mathrm{SQRT}(\Sigma P_i{}^2 t_i\quad \Sigma t_i)$$

式中：P_i——各运动状态时的功率，见表6-26、表6-27；

t_i——对应于以上各运动状态所运行的时间。

电动机的发热功率应小于所选择电动机的额定功率，即

$$P_w<P_0$$

3) 制动器的选型及计算

起升机构采用常闭式制动器，制动器应有磨损自动补偿装置和手动释放装置。高速轴上的制动器应安装在减速器轴端，而不是电动机轴端，以保证制动安全可靠。起升机构高速轴宜采用电动推杆操作的盘式制动器，低速轴采用液力泵站开释的盘式制动器。

RTG在高速轴配置有两个制动器时，每个制动器的安全系数应大于1.25；若只安装一个制动器，该制动器的安全系数应大于1.75。

高速制动器选型计算公式为

$$M_z\geq kM_g=kS_{max}R_0/mzi$$

式中：M_z——制动器的制动力矩(所选制动器参数表中给出的制动力矩)，N·m；

M_g——起升机构高速轴上的静力矩；

k——安全系数；

S_{max}——钢丝绳总最大静拉力，N，$S_{max}=(LL+LS)/m\cos\alpha$；

m——起升滑轮组倍率，四绳系统 $m=2$，八绳系统 $m=1$；

α — 起升钢丝绳和重物铅垂线的夹角，四绳机构可忽略不计；

R_0 — 起升卷筒名义半径，m；

z — 制动器数目；

i——起升减速箱速比。

若要求在卷筒上安装低速级制动器，则其安全系数应取为 $k=1.6$。低速级制动器选型计算公式为

$$M_z\geq kM_d=k\,S_{max}D_0/2z$$

式中：M_d——起升机构低速轴(卷筒)上的静力矩；

D_0——起升卷筒名义直径，m。

4) 联轴器选型及其计算

起升机构中需要选用高速联轴器和低速联轴器两种。

起升机构高速轴联轴器普遍采用梅花形或齿形联轴器。梅花形联轴器因无须润滑，使用一段时间后不会产生油滴飞溅到制动盘上影响制动效果，渐渐被越来越多的用户认可而得到广泛应用。其易损件只是联轴器中间的梅花形弹性体，维护方便且更换成本低。起升机构经过一段时间工作后机架会有变形，需要定期检查调整，从而要求联轴器应易于调整同心度。联轴器的

安装精度,径向、轴向、角向偏差必须满足样本上的规定要求,静态同心度要求小于0.1mm。

低速卷筒联轴器一般采用鼓形齿式联轴器。ZPMC制造的卷筒低速轴联轴器有A、B两种形式,卷筒上都有楔形定位块定位以传递扭矩。

高速轴联轴器的传递扭矩 M_1 必须满足:

$$k_1 M_1 \leqslant [M_1]$$

$$M_1 = S_{max} D_0 / 2i$$

$$S_{max} = (LL + LS) \, m\cos\alpha$$

式中:k_1——联轴器安全系数;

M_1——高速轴联轴器传递的扭矩;

S_{max}——钢丝绳最大静拉力;

m——起升滑轮组倍率,四绳系统 $m=2$,八绳系统 $m=1$;

α——起升钢丝绳和重物铅垂线的夹角,四绳机构可忽略不计;

D_0——起升卷筒名义直径,m;

i——起升减速箱速比;

$[M_1]$——联轴器允许传递的力矩。

低速级卷筒联轴器的传递扭矩 M_2 必须满足:

$$k_2 M_2 \leqslant [M_2]$$

$$M_2 = S_{max} D_0 / 2$$

式中:k_2——卷筒联轴器安全系数,取值准则同 k_1;

M_2——卷筒联轴器传递的扭矩;

$[M_2]$——卷筒联轴器允许传递的力矩。

5) 减速器

起升减速器通常采用卧式平行轴或直交轴、水平剖分、底脚安装,齿轮全部为渗碳淬火硬齿面并磨齿。箱体为钢板焊接,且具有足够的刚度以保证受载后产生的变形不会影响齿轮啮合。减速器采用油浴润滑,输入输出端采用双层油封密封。箱体上有注、放油孔,通气孔和油位检测孔。

2. 小车运行机构

轮胎式集装箱门式起重机的小车运行机构,是整个小车运行的驱动部分。

图6-75所示为最常见传动轴驱动方式,采用一台电动机通过减速器带动2个行走轮,其结构较轻。2个行走轮之间采用一根长轴连接。长轴两端装有联轴器,以解决不同心的问题。为了增加行走轮驱动力,可以采用两组这种装置。

在门架两根大梁的中部铺设有两根轨道,小车在轨道上行走。小车轨道中心线与轨道梁支承腹板中心线的位置偏差不得大于其腹板厚度的1/2;轨道在铺设平面内的局部弯曲,在任意2m范围内,不得大于1mm。在全长范围内,轨道设在箱形梁中部时,小车轨道中心线与轨道理论中心线之间的横向偏差不得大于2.5mm;轨道设在箱形梁内侧时,与轨道理论中心线的横向偏差向外不得大于4mm,向内不得大于1mm。

以单电机两轮驱动为例,小车行走机构由电动机2通过联轴器3、减速器4驱动行走轮5。小车上还设置有水平轮,水平轮的设置是为了保证小车沿小车轨道运行而采取的强制性手段,水平轮系由支座、偏心轴、水平轮等组成,共计两套,安装在相应的水平轮支架上。水

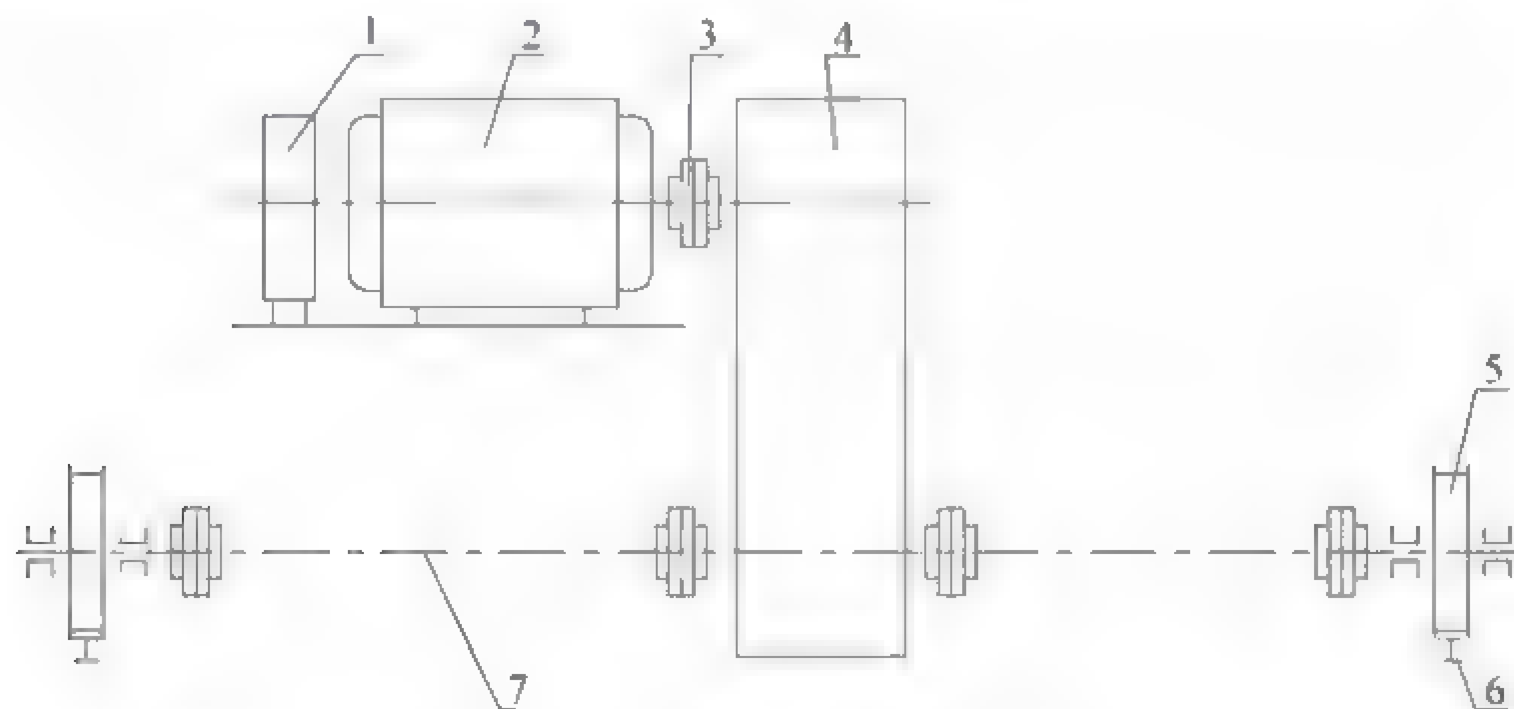


图6-75 小车运行机构传动简图

1—制动器;2—电动机;3—联轴器;4—减速器;5—行走轮;6—轨道;7—传动轴

平轮与轨道头部侧面接触，确保小车在运行过程中不至于过度跑偏和晃动。

由于轨道安装存在有一定的偏差，必须调整水平轮装置的偏心轴，使水平轮在轨边的各区段均能通过，并保证水平轮和轨边之间的最小间隙不小于3mm。当运行一段时间后，水平轮会发生磨损，同样也应及时调整。水平轮间隙的调整是通过调整偏心轴实现的。

由于水平轮承受的冲击力大，且振动频繁，应经常检查螺栓的松紧。发现松动时，应立即拧紧。发现小车运行有异常声音时，应检查水平轮间隙和工作情况。当水平轮踏面磨损3mm深后，应立即更换。

在轨道两端应装有限速开关和限位停止开关。小车在轨道中间段可以全速行走，而到轨道两端2m处，通过限速开关即自动减速，行至停止限位开关处，即自动停止行走。

除了上述常用的小车运行传动方式以外，还有齿轮齿条驱动方式以及三合一车轮驱动等方式。

齿轮齿条驱动方式系由电动机、联轴器、制动器、双出轴减速器以及万向传动轴与驱动齿轮及齿条组成，由驱动齿轮直接推动小车运行。

三合一车轮驱动方式为车轮分别驱动方式，它是将电动机、制动器与减速器三者组合成一体，直接安装在车轮轴上来带动车轮转动的驱动装置，具有结构紧凑、重量轻和维护简单等特点。这种驱动方式需要重点关注的是两端小车车轮保持同步运行。

几种常见的小车驱动形式参见表6-28。

表6-28　常见的小车驱动形式

传动轴形式	单套机构驱动		最常规的驱动方式，依靠2根刚性万向轴传递扭矩，通常通过布置在小车轮压较大的一侧来保证不发生打滑现象
	两套机构驱动		依靠两套机构对所有车轮进行驱动，可避免小车轮出现打滑现象；但会使小车自重加重，不利于节能

续表

齿轮齿条形式	单套机构驱动齿轮		通过驱动小车上安装的齿轮和大梁上安装的齿条啮合进行驱动，不会发生车轮打滑现象；但对整机重量影响最大，不利于节能，运行时噪声较大
三合一形式	两套三合一驱动		通过将车轮轴直接穿入三合一机构空心轴的方式进行驱动，整个结构紧凑小巧，自重轻，通常通过布置在小车轮压较大的一侧来保证不发生打滑现象
	四套三合一驱动		通过将车轮轴直接穿入三合一机构空心轴的方式进行驱动，整个结构紧凑小巧，自重轻，四轮全为驱动轮，不会发生打滑现象

3 与小车相连的司机室和电缆拖令（拖链）系统

1）司机室

司机室通过减振垫用螺栓与小车架伸出的支梁相连接，左侧连着电缆拖令系统中的牵引小车。小车运行时，带动司机室、电缆小车一起运行。司机跟随小车，可清楚地观察到集装箱装卸作业（一般布置参见图6-76）。

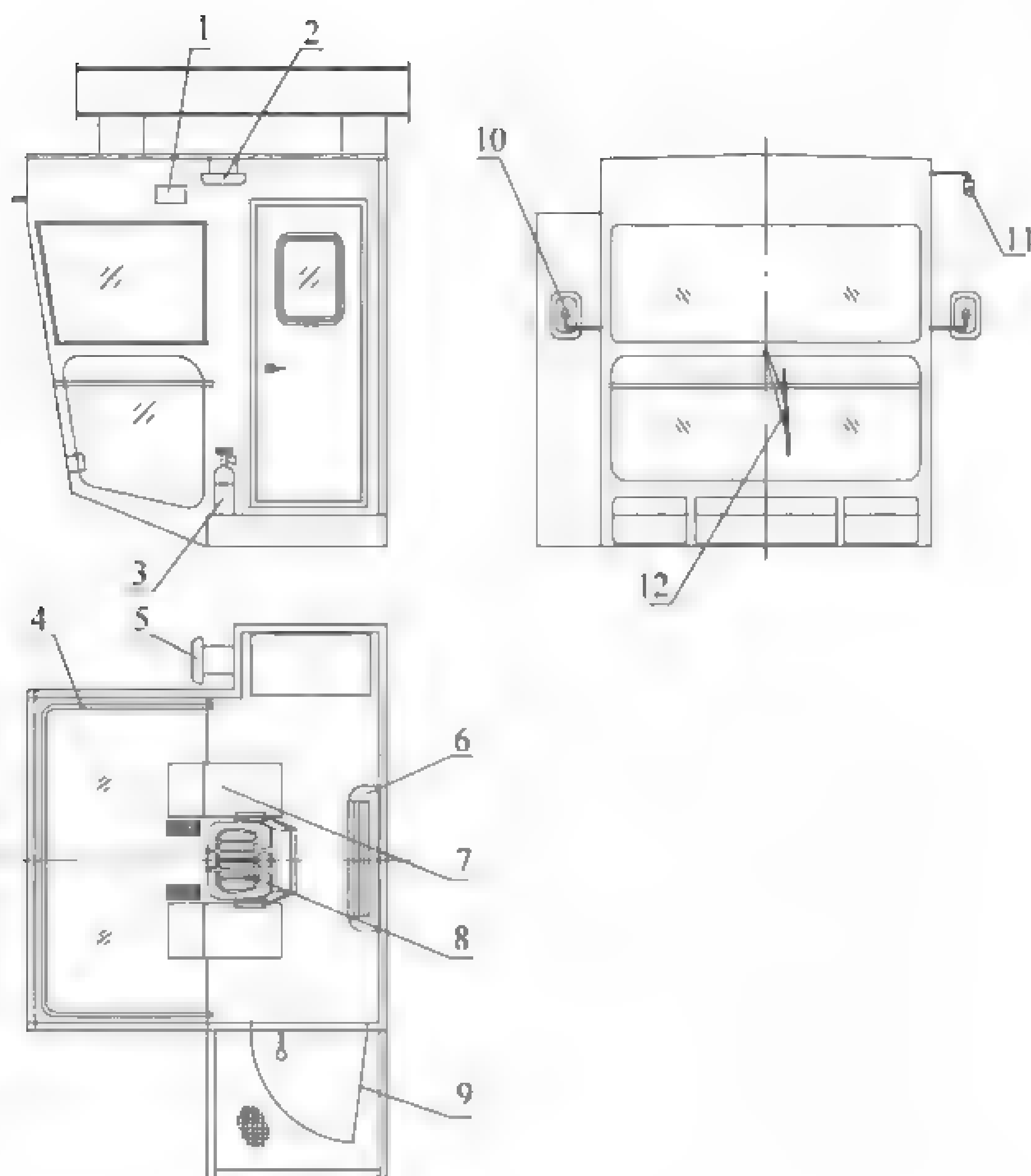


图 6-76 司机室的布置

1—铭牌；2—顶灯；3—灭火器；4—保险杠；5—投光灯；6—空调；7—联动台；8—座椅；9—门；10—反光镜；11—门灯；12—雨刮器

司机室高 2.4m，宽 2.2m，前后、左右、前下方均设有宽大的玻璃窗，窗口玻璃的安装应便于从内部和外部进行清洁，司机室的前窗下部窗口应尽可能开阔，并装有安全格栅，材料是安全性的夹层玻璃。司机室应光线充足，视线良好，空间宽敞，擦洗方便。中间正前方是司机座椅，座椅按人体工程学原理设计，可根据司机的高矮需要做前、后、上、下调整，调节座椅的高度和位置，并且可以左右旋转，靠背可以转变角度，座椅柔软舒适，以减轻司机疲劳。司机室左右两侧设有联动控制台。各种机构的电气仪表、风速表、重量指示表等各种操作仪表均置于操作室内。这样能使司机视野宽阔，环境舒适，有利操作。为保证工作人员舒适和精神地工作，司机室内还备有空调、加热器、电话及对讲机等设施。司机室的窗户可在室内清扫、擦洗。司机座椅正前方还设有一保险杆，以作向前急刹车时司机的扶手之用。

2）电缆拖令（拖链）系统

小车供电可用电缆拖车或悬挂电缆方式，两种供电方式都必须保证拖带电缆时轻便、灵活。

(1) 电缆拖令系统（见图 6-77）

起重机的起升机构、小车运行机构、回转机构的控制电源以及吊具上的电源等都是由连接司机室与电气房之间的电缆拖令小车（即

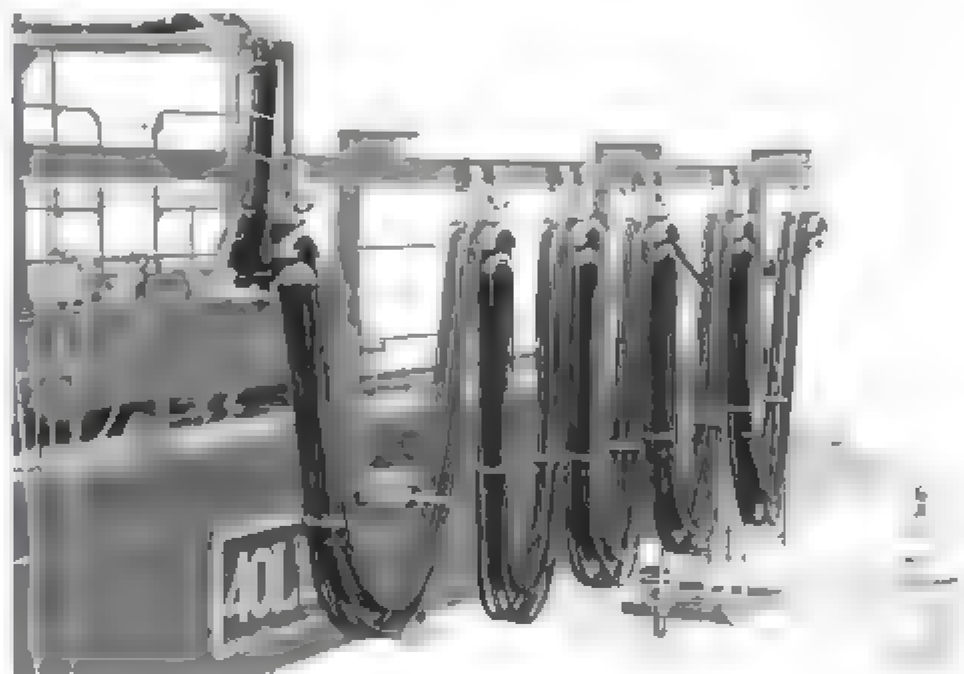


图 6-77 电缆拖令系统

电缆拖令系统)悬挂的电缆来供电的。随着运行小车的运行,电缆小车也跟随着运行,带着电缆伸开或缩拢。电缆小车之间通过链条拖引,使电缆不受拖引力。电缆拖令一端固定于大梁上,另一端与运行小车固定并将电缆引入到驾驶室上的接线箱。

电缆拖令小车由4个车轮、4个水平轮、车架和电缆悬挂架等组成。4个车轮轮缘采用尼龙,可以减小噪声。每个车轮都向外偏一角度,这有利于电缆小车运行时不跑偏。每辆小车的一端设有缓冲器,以防止各小车间的碰撞冲击和损坏。

电缆拖令系统使用中应注意以下事项:

① 对采用螺栓紧固连接的部位,须经常检查是否松动,一旦发现松动,应立即紧固。

② 经常检查电缆小车两侧水平轮、侧滚轮的工作情况,对磨损严重的走轮或碰坏的走轮应立即更换。

③ 正常工作情况下,当电缆小车收拢时,相互间还得有一定的空间;当电缆小车分开时,链条也不应拉直,须有一定余量。应经常检查牵引链条的使用情况,如发现有异常情况的链条,应及时更换。

④ 电缆拖令装置需要特别注意防风,以免挂在结构件上。

(2) 电缆拖链装置(见图6-78)

由复合塑料零件链节组成的拖链,用紧固夹将电缆固定在其上组成拖缆链。拖缆链由小车架带动在不锈钢导向槽内移动,运行平稳,受风力影响较小。



图6-78 电缆拖链装置

电缆拖链装置与小车架间采用L形支架连接。该支架需要让开大梁走道平台。

由于小车和拖链均有一定的安装运行误差,故在小车和拖链间采用浮动头连接。

拖链的牵引支架下部安装2根滑杆,滑杆用4个直线轴承连接在拖链的连接板上,该直线轴承内嵌滚珠,可在滑杆上作直线式左右运动。连接板下安装4个导向轮,紧靠在导向槽内侧。小车运行过程中通过导向轮带动连接板,并可根据小车行走的偏移量自动调整拖链位置,以防拖链和导向槽直接摩擦,减少损坏。

4. 小车限位装置

为使小车在轨道的有效区间内安全运行,在运行轨道两端设置了小车限位装置,通过限位开关进行控制。减速限位使小车进入减速区自动减速运行,终点限位使小车停止运行,极限限位起终极停止作用。小车限位装置布置如图6-79所示。

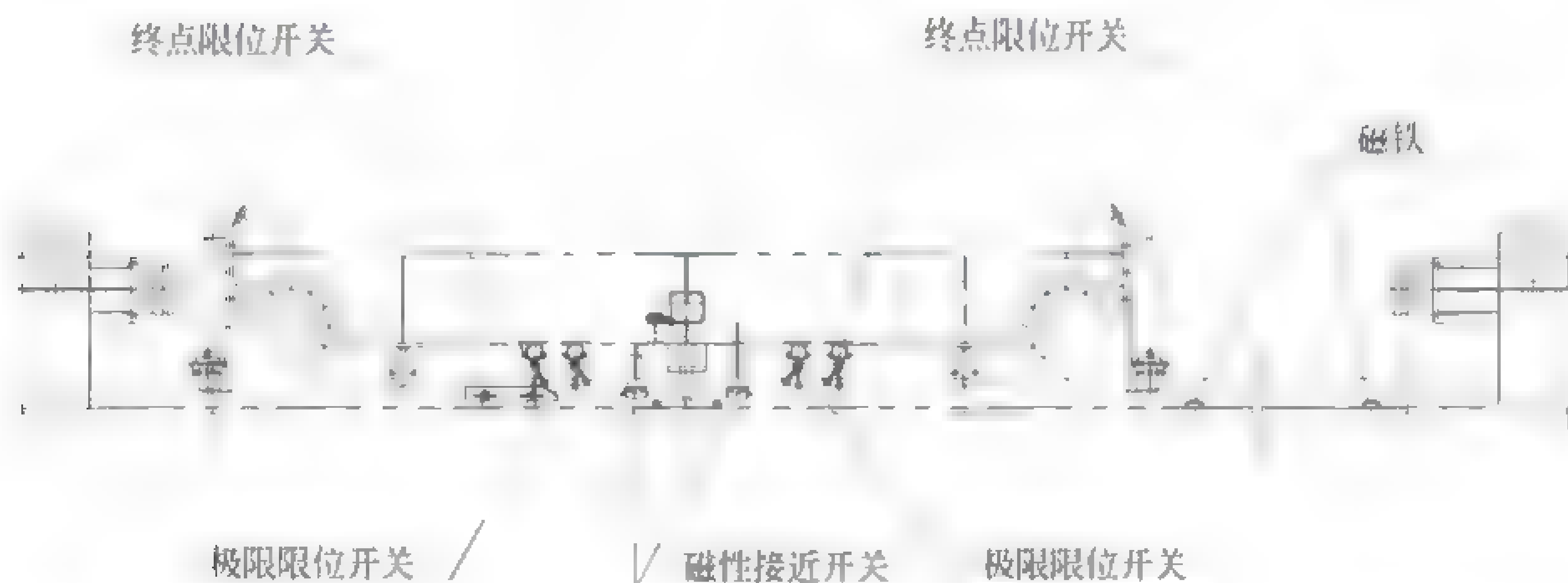


图6-79 小车限位装置布置

常用的小车限位包括以下几种。

① 向前极限停止：杠杆式限位开关。设于大梁前端部并与紧停电路相连。触发该限位开关将产生紧停。设在电气房里的"限位返回旁路"选择开关可以解除极限状态。

② 向后极限停止：杠杆式限位开关。设于大梁尾部并与紧停电路相连。触发该限位开关将产生紧停。设在电气房里的"限位返回旁路"选择开关可以解除极限状态。

③ 向前正常终点停止：杠杆式限位开关。触发该终点开关将停止小车，属于正常停止，无须旁路复位。

④ 向后正常终点停止：杠杆式限位开关。触发该终点开关将停止小车，属于正常停止，无须旁路复位。

⑤ 向前减速限位：接近限位开关。假设小车100%全速接近减速位置，小车开始减速，直至10%的速度运行。

⑥ 向后减速限位：接近限位开关。假设小车100%全速接近减速位置，小车开始减速，直至10%的速度运行。

⑦ 停车位置：无专用限位开关。小车在停车位置时，司机室平台门与上机梯子平台(跳水平台)的入口门对齐，一般以大梁上的油漆标记引导司机驻车于停车位置。

⑧ 司机室入口门限位：在进入小车司机室平台上，由一个闭门接近限位监测。该限位被触发表示相应的门未关，小车的运行将被禁止。

5. 大车运行机构

大车运行机构担负着整个起重机在箱区内移动作业、转场功能，是整个起重机必不可少的重要组成部分。大车运行机构有八轮和十六轮两种形式，由平衡梁、车架、驱动装置、转向装置、回转支承、轮胎和安全护栏等组成。车架通过回转支承与平衡梁连接，使腿压均匀传递给轮胎。

常见八轮大车运行机构为四角驱动，早期产品也有两轮对角驱动。十六轮机型均为四角驱动，其中一半是驱动轮。

1) 大车运行机构分类

大车运行机构根据不同的分类方法可以分为以下几类。

(1) 根据常用轮胎规格分类

① 使用18.00-25轮胎，最大承受轮压为30.5t；

② 使用21.00-25轮胎，最大承受轮压为37t；

③ 使用21.00-35轮胎，最大承受轮压为43.7t。

这三种大车设计形式是一样的，最主要的区别就是由于轮胎尺寸不同，所用钢圈需和轮胎配套；同时由于结构件承载变化，使车架高度、两腿距离、腿截面尺寸不同，平衡梁高度截面尺寸有所变化。

(2) 根据驱动形式分类

① 常规链传动，全驱动大车

全驱动链传动大车由于每组大车都带电机，4组大车形式完全一样，只需设计1组大车，两两对称制作，共4组。

② 常规链传动，对角驱动大车

对角驱动链大车由于有2组大车有电机，另2组大车无电机，所以无法对称设计，无电机的那组大车是2个从动车架。

③ 无链驱动大车

无链驱动大车顾名思义就是通过减速箱传递的扭矩不需要链轮链条传到车轮来驱动车轮行走，而是靠减速箱输出轴和车轮直接连接传递扭矩，驱动大车行走。由于不是常规设计，此方式的应用项目较少。

(3) 根据轮胎数量分类

① 八轮大车运行机构，每组大车2个车轮。

② 十六轮大车运行机构，每组大车4个车轮。

如果码头车道较宽，可以采用十六轮大车。十六轮轮胎吊大车的运行台车通常采用差速驱动，每组4个车轮中有2个是驱动轮。

采用多少轮子，一般是根据码头地面承载来制定。十六轮大车多采用16.00-25轮胎，承载能力不超过22.5t。

十六轮大车的主要特点如下：

① 轮压只有八轮的一半。

② 当小车运行时，小车方向稳定性更好，龙门架变形较小。

③ 大车行驶时，整机稳定性更好，可以较

高的速度运行。

④ 轮胎与地面主要为滚动摩擦，与八轮滑动摩擦相比，轮胎寿命较长。

⑤ 转向推力较小，转向时间更快。

⑥ 车轮规格小，用12个螺栓与钢圈相连，单边可取出，维修方便。

2）大车运行机构传动装置

采用柴油发电机组驱动的轮胎式集装箱门式起重机，大车行走机构（见图6-80）由电动机分别通过减速器、小链轮、滚子链条和大链轮驱动车轮行走。大链轮固定在车轮上，车轮随大链轮一道转动。轮胎式门式起重机的行走方向，随电动机的回转方向而变化。采用螺栓调整减速器的位置以张紧链轮。

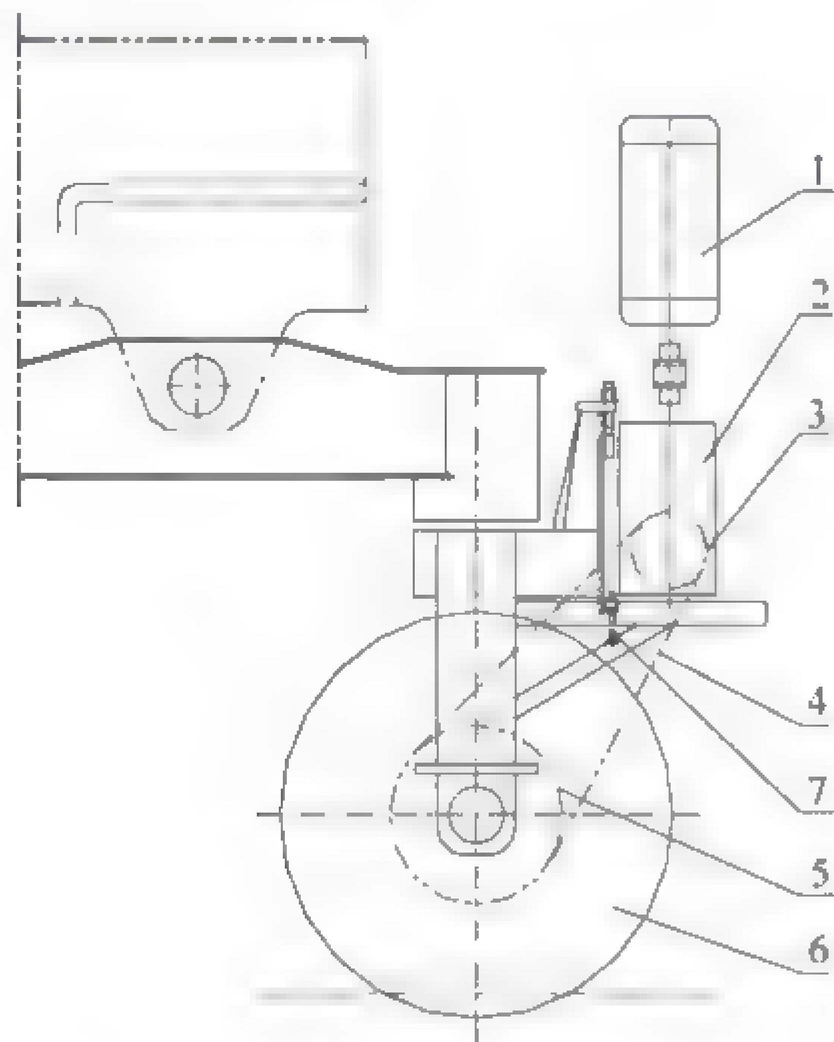


图6-80　八轮大车行走机构传动简图

1—电动机；2—减速器；3—小链轮；4—滚子链条；5—大链轮；6—车轮；7—螺栓

大车运行机构电机功率能保证RTG通过1%的坡度（局部3%）和在风速20m/s的情况下逆风低速行驶至锚定位置。电动机本身装有电磁圆盘制动器，在切断电源时制动，并可通过螺栓松开制动器以便牵引拖迁。轮胎外部装有防护架，为了更换轮胎，在平衡梁上有顶升装置，当顶起其下的任一只轮胎时，另一只也即离地。

3）大车运行机构转向装置

为了实现起重机在集装箱堆场不同作业需求下的机动性，大车运行机构中还装有保证起重机直线行走、90°直角转向和定轴转向的装置。

起重机每一对轮子通过液压缸均能回转90°，以便起重机能横向行驶，转换场地。司机室内设有轮胎转向到位指示，并有联锁装置保证轮胎转向未到以前不能锁定；轮胎未锁定以前，大车的运行机构不能开动。司机室内的转向按钮可操作液压转向装置，当按下转向按钮时，所有锁销液压缸退销，转向液压缸工作使轮胎转向；所有轮胎转向到位，则锁销液压缸再进销，锁住车轮，这些动作借助行程开关与电磁阀一次自动完成。

转向时的轮胎撕裂是导致轮胎损坏的主要原因之一。为延长轮胎寿命，转向时，小车停在锚定位，轮胎在铺有钢板的位置。转向工作应在大车停止、无载的工况下进行。在电气房内有一个手动-联动开关，当该开关转换至手动位置时，可在液压动力站操纵每条腿轮胎的转向。

为了使轮胎吊能从一个堆场转移到另一个堆场上工作，需要装设转向装置。由于轮胎吊跨距大，如按照一般车辆转向方式进行任意转向，转弯半径很大，需占用相当大的场地面积，因而在国际集装箱专用码头和中转站，均采用90°直角转向方式，仅在货场相当宽敞的内陆集装箱中转站采用定轴转向方式。对于跨距小的轮胎式门式起重机（跨距10m以下），在货场条件允许的情况下，亦可采用自由转向方式。在堆场两头转向处，可铺设转向垫板以防止转向时车轮变形和磨损。根据需要，也可在两个轮胎之间设置顶升装置，使轮胎在转向时减少磨损，但出于安全考虑，通常顶升装置不会将轮胎完全顶离地面。

当起重机开到堆场一头需要转向时，可将车轮转动90°，然后横行到另一堆场，再转向90°，即可在另一堆场进行装卸作业。八轮大车的转向装置如图6 81所示。

车轮处于实线位置表示起重机直线运行状态，在这种情况下，锁销6在转向板的锁口位

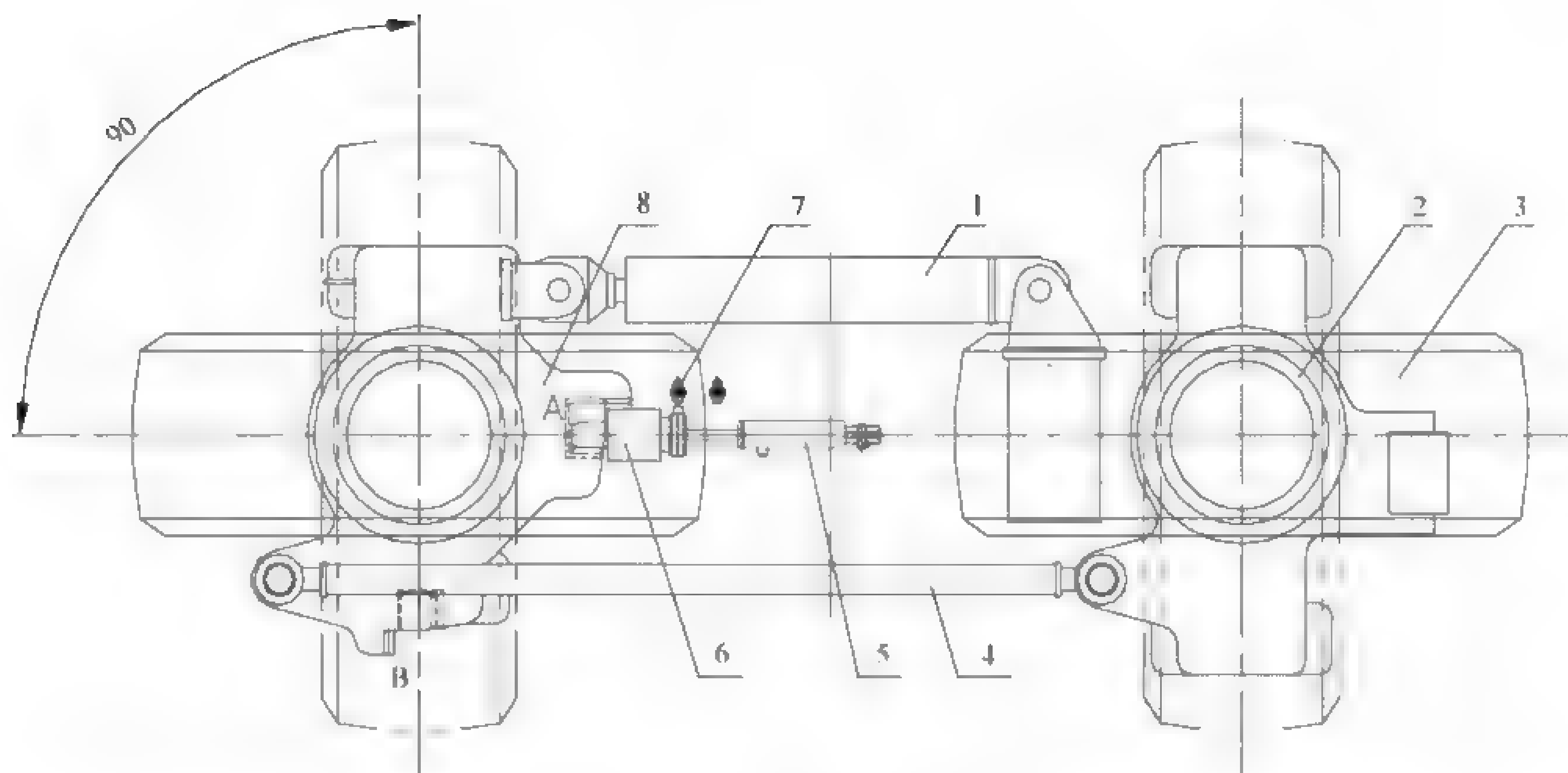


图 6-81　八轮大车转向装置

1—转向液压缸；2—回转轴承；3—车轮；4—拉杆；5—锁销液压缸；6—锁销；7—限位开关；8—转向板

置A上。当需要作90°转向时，先将锁销6退出，液压缸1推动转向板8回转，并借助于拉杆4使车轮围绕回转轴承2回转90°。此时，车轮处于虚线位置，锁口B转到原来锁口A的位置，再用锁销液压缸5将锁销6锁在锁口B中。整个操作在司机室内进行。

十六轮轮胎吊常规为差速器驱动桥形式，其转向原理如图6-82所示。全部为主动大车，没有从动大车。大车由一台电机、万向轴、差速器驱动桥与驱动轮对、从动轮对、平衡梁和回转轴承组成。驱动轮车架和从动轮车架之间有连杆相连，平衡梁下方设有转向和锁销液压缸。

只转90°的大车也可以利用液压端部行程直接控制转向角度，不配锁销液压缸。电动推杆式转向装置可以利用螺杆自锁，无须再配锁定装置。

几种常见的大车布置形式见表6-29。

4）大车行走、转向与防风安全保护

轮胎式集装箱门式起重机由于行走路面状况、轮胎充气压力、行走小车位置和起重机所受风力等因素，会使轮胎上分布的载荷不均匀，因而起重机两侧的轮胎变形量不尽一致，导致行驶走偏或产生蛇行，容易发生碰箱事故。为此，在轮胎吊大车运行机构中需装设保证直线行走的装置，并采用相应的纠偏措施，以提高轮胎吊的自动化程度。

大车运行机构与大车转向机构装设有联锁保护。如车轮锁销全部退出方可转向；车轮锁销全部进销后，方可允许大车运行等。当轮胎泄气或爆破后，起重机应有防止失稳的装置。起重机应设大车运行防碰装置，当起重机与集装箱碰撞之前，应能发出信号报警，并立即切断继续向前运行电源，但可倒退行驶。

在门腿上装有防风系固装置，用来防止大风时起重机滑行和倾覆。

防风系固装置一般设置在后方堆场，遇有大风时，将轮胎吊开到后方进行系固。轮胎吊系固装置参见图6-83。

系固装置由卸扣1、钢丝绳2、螺旋扣3、连接板4和锚定座5组成。连接板与系固底座安装在堆场上，使用时与其他部件连接，不使用时可以将连接板4放平，不致影响其他车辆行驶。

系固装置应根据当地的最大风力进行设计。

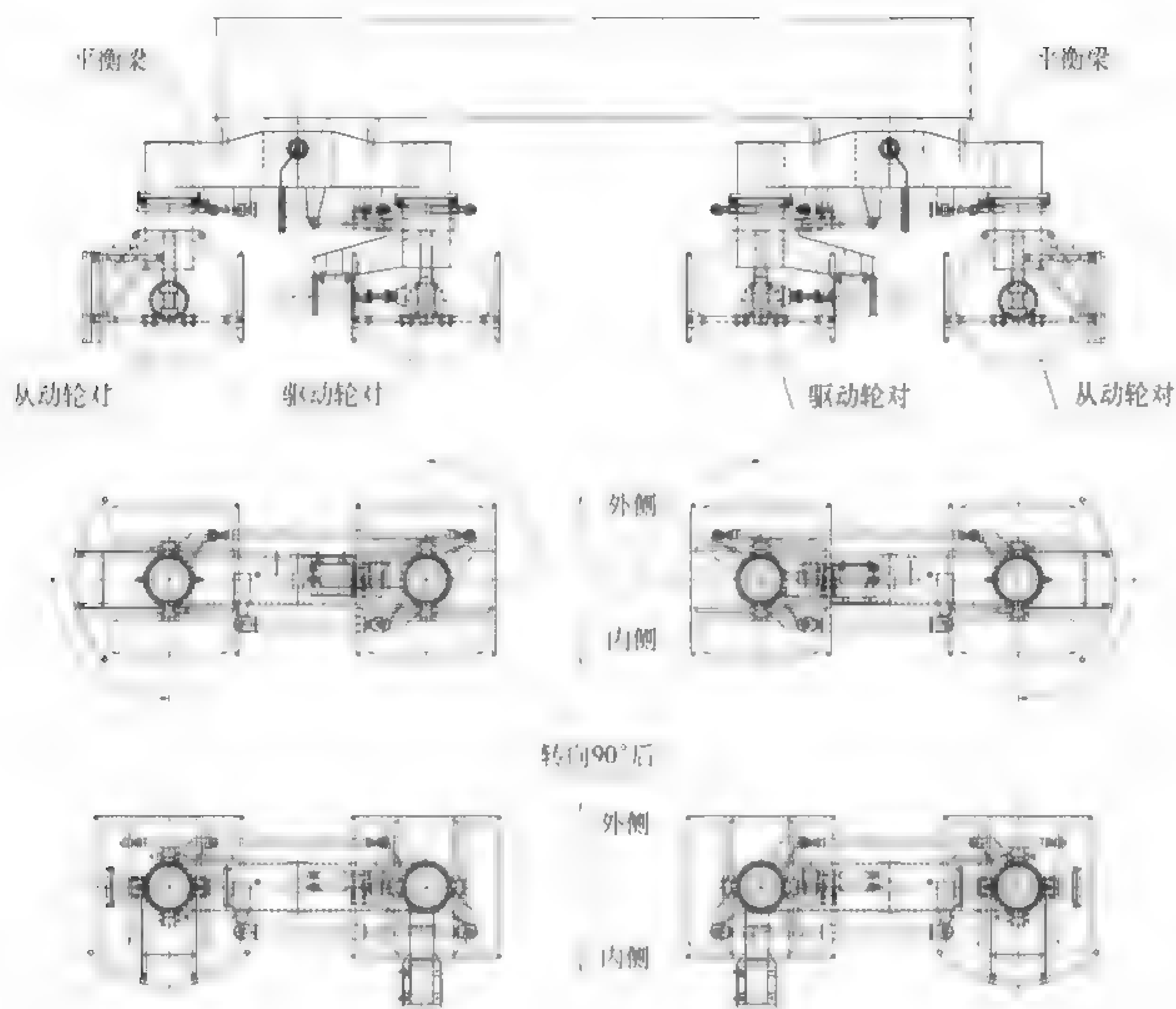


图 6-82 十六轮轮胎吊转向原理

表 6-29 常见的大车布置形式

八轮大车	双电动机对角驱动	主动轮 从动轮 跨距 从动轮 主动轮	传统的轮胎吊大车布置方式，适合早期大车运行速度较慢的产品，轮压大，成本低；纠偏能力较差，一旦一台电动机故障，大车将不能使用

续表

八轮大车	四电动机四角驱动	从动轮 主动轮 跨距 主动轮 从动轮	适合大车运行速度较快的产品，轮压大，成本较高；具备较好的纠偏能力，如有一处电动机故障仍可低速运行至维修区域
十六轮大车	四电动机四角驱动	从动轮对 主动轮对 跨距 主动轮对 从动轮对	适合外宽尺寸允许值较大和对轮压大小有限制的产品，即使发生爆胎仍可保证结构不受严重损伤；成本高

续表

十六轮大车	八电动机驱动		每对车轮均配置一个电动机，驱动每对车轮中的一个，无须另配大车转向机构；成本高

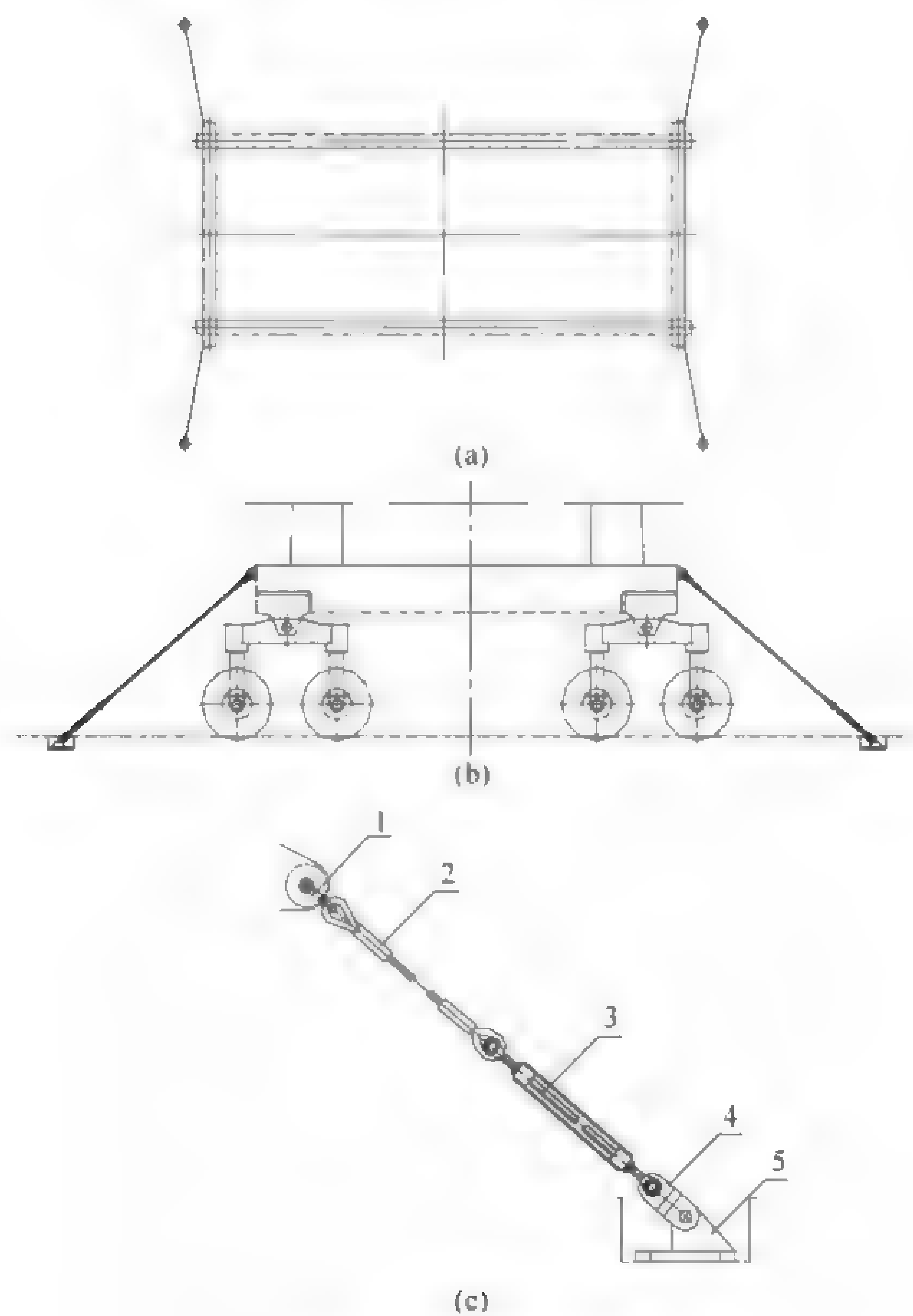


图 6-83　轮胎吊系固装置

1—卸扣；2—钢丝绳；3—螺旋扣；4—连接板；5—锚定座

6. 柴油发电机组

轮胎吊的动力源是安置在动力房内的一台柴油机-交流发电机组，如图6-84所示。发电机组发出的交流电送往电气房，经可控硅整流变频系统装置，将电提供给起升、小车、大车三大机构的电机以及机上辅助设备。在发动机附近和司机室内都设置有操纵发动机启动、停车装置。

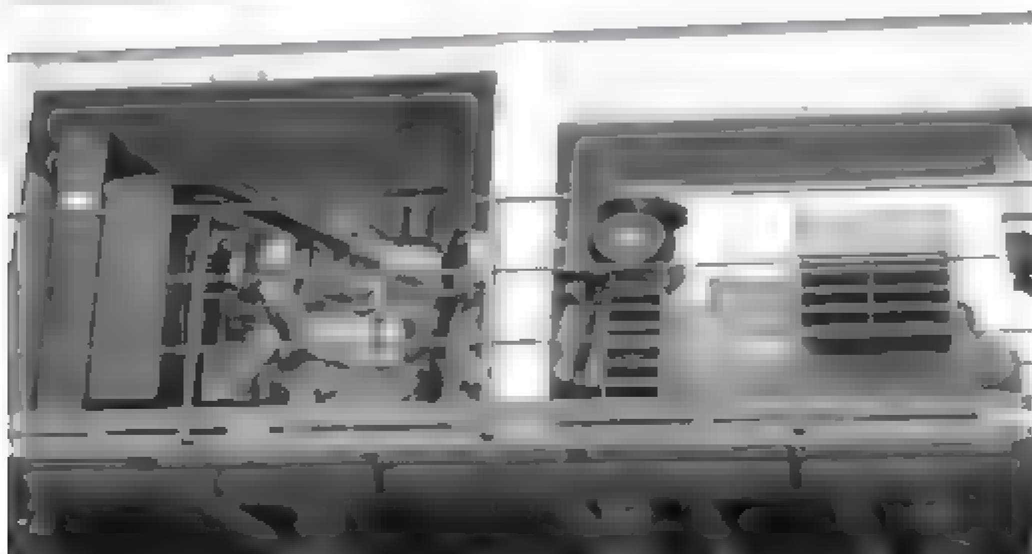


图6-84　柴油发电机组

1）柴油发电机组

柴油发电机组由柴油机与发电机连接，柴油机前端是风扇冷却水箱，发电机后部是机组的操作控制屏。整个机组安置在一个有进出通风口的封闭动力房内，动力房两侧有可开启的门和维修平台，便于维修。柴油发电机组安装在一个公用的刚性底座上，并安装有防振装置，以降低发电机组的往复和旋转振动对底盘结构的影响以及噪声的产生。该底座设有叉车叉装槽，以备大修时机组整体搬移。

由于轮胎吊工作繁重，动力系统必须提供足够的动力，并需满足起升与小车联合动作，或者大车启动加速时不致影响发电机组的稳定工作，通常机组发电机的容量大于柴油机的功率。

(1) 柴油机

常规柴油机为工业型、强制水冷、4冲程、电启动、电子喷射式、涡轮增压式，符合当地的环保标准。

发动机装有自动控制装置以防止发动机过热、超速和机油压力过低，并设有发动机紧停按钮。发动机启动和停车有自动加、减速过程，由怠速转为全速的时间不短于2min。

在发动机冷却系统中装有恒温加热器，当接上外部电源时，可使水温在寒冷季节保持在10℃左右。

(2) 发电机

发电机是无刷型的。定子和转子绕组通常为F级绝缘，并有环氧树脂的保护，防护等级为IP23，符合最新的工业标准。

发电机为3相50Hz或60Hz星形连接的交流发电机，其星形点将连接到机架上。在所有负载状态下运行时，发电机连续的最大输出将不小于其额定值。输出电压波形中谐波比不大于2%。

发电机推荐采用单轴承结构，发电机和柴油机通过过渡连接壳连接，发电机转子与柴油机飞轮盘连接，整个柴油发电机组安装在一个公共的刚性底座上，机组与底座之间配有隔振垫减小振动。发电机还配有加热器，当起重机停止使用时，加热器接通岸电可以防止发电机受潮。

发电机具有以下自我保护：

① 输出短路；

② 超负荷；

③ 过电流；

④ 过电压；

⑤ 接地故障。

2）动力房

动力房采用重型铰链式开门。有专门的进出风口，用于排出柴油发电机组所产生的热。内部装贴吸音板，以降低噪声。

3）燃料箱

燃油箱有足够容积以保证机组至少能连续工作36h。燃油液位指示器安装在加油时能够看到的地方。燃油箱内部设隔板以减少工作时油的晃动，隔板与油箱底部留有100mm的间隙。油箱的设计便于加油、清洁、检查及排污，至少有1个直径不小于300mm的可拆的检查/清洁孔。呼吸器、加油口都是防水式。燃油箱设在主结构件的鞍梁内。燃油箱设有磁性翻板式液位指示器，指示清晰，并具有高、低液位报警功能。

4）启动电池

电池布置在防风雨（全天候）并且容易接近的地方，以便启动、日常维修和更换。电池

容量可在15min内提供5次发动机冷启动。蓄电池可以自行充电，也可在停机时外接充电装置充电。

5）控制仪表及开关

在机房内设置控制仪表板，板上至少设有以下仪表和开关：

① 电池开关；

② 司机室/机侧启动选择开关；

③ 发动机启/停开关；

④ 怠速/全速手动开关和自动开关；

⑤ 转速表和发动机运转小时累计表；

⑥ 水温表和机油压力表、油温表、燃油指示灯；

⑦ 蓄电池电压表。

发电机配有以下仪表和开关：

① 电压/电流/频率集合仪表；

② 主电源开关；

③ 电压调节器；

④ 自动保护故障显示。

6）柴油机管路系统

柴油机的废机油、冷却液、燃油箱燃油有独立的管道导出。出口有手动截止球阀和终端塞。每条管路的下端装有螺旋阀。柴油机的废液通过排放管道汇集在近地面处的一个收集盆内。

柴油机排出的废气经动力房顶的消声器后，随排气管一直往上，直至高出大梁面2m的排放口排出。

7. 吊具回转机构和减摇装置

1）回转机构

回转装置设在小车司机室一侧，由电动推杆、四连杆机构、拉力传感器等组成。通过电动推杆前后运动实现吊具的水平旋转。回转功能通过司机在驾驶室内操作按钮执行。

回转动作是为了方便吊具与集装箱半挂车上的集装箱或码头上的集装箱对位。该机构可以使吊具在离地面4m的水平面内作±5°的回转。这里要着重指出，在相同的操作情况下，不同高度处其水平最大的回转角是不同的。另外由于采用了上部滑轮拉开、吊具滑轮靠拢的设计方案，使缠绕的钢丝绳成三角形，这种钢丝绳缠绕方法具备一定的减摇效果。

当需要吊具在水平面内回转一定的角度时，按动左、右旋转选择开关，则电动推杆前后运动，以实现吊具的水平回转。

当完成回转动作后，按动“复位”开关，使原倾转或回转的位置还原。

2）减摇装置

目前常用的减摇方式有以下几种：

① 八绳减摇：利用起升钢丝绳的缠绕方式；

② 电子减摇：利用编程来控制小车的起制动加速度；

③ 机械减摇、液压减摇：利用辅助钢丝绳。

具体图示及介绍见表6-30。

表6-30 常见的减摇形式

机械减摇	能耗制动减摇A		利用减摇机构，在吊具摆动时收紧松弛的钢丝绳，并通过制动器，将动能转化为热能，减摇效果一般

续表

机械减摇	能耗制动减摇 B		采用电阻耗能方式，消耗小车停止后吊载仍摆动所具备的动能；机械结构复杂，具备双向减摇能力，减摇效果一般
	主动控制减摇 A		采用 4 套三合一机构在吊具未偏摆前进行加载，使小车运行过程中吊载与小车处于较小的摆动范围内，可实现吊具回转和平移；实现控制原理需要复杂的电控程序，具备双向减摇能力，减摇效果显著
	主动控制减摇 B		采用 2 套三合一机构在吊具未偏摆前进行加载，使整个小车运行过程中吊载与小车处于较小的摆动范围内，配以两套推杆可实现吊具回转和平移；实现控制原理需要复杂的电控程序，具备双向减摇能力，减摇效果显著
液压减摇	上架带液压缸式		采用在吊具上架上安装阻尼液压缸的方式限制吊载的偏摆；需要额外的液压系统，增加上架重量，振动易导致液压元件损坏，具备双向减摇能力，减摇效果一般

续表

电子减摇	闭环控制的电子减摇		采用在小车上安装传感器的方式对小车停止运行后吊载与小车的相对位置进行测量，并通过微动小车来进行补偿；电控程序相对复杂，司机操作易感觉不适，不具备大车方向减摇效果，小车方向减摇效果较好
	开环控制的电子减摇		通过对小车加速度的程序控制，使得吊载在小车停止时也基本减速停止，无须额外增加控制设备；该方式易引起司机操作不适，不具备大车方向减摇效果，小车方向减摇效果总体较好，但对于微动工况的减摇效果较差
结构方式减摇	刚性导向立柱减摇		直接在吊具上架上安装导向立柱，随吊具一起上下运动，通过在小车上对该立柱的导向使得吊载无法发生与小车的相对运动，减摇效果显著；增加了设备自重，尤其是吊载重量，加大能耗

续表

<table>
<tr><td rowspan="2">起升缠绕方式减摇</td><td>八绳减摇</td><td></td><td rowspan="2">采用特殊设计的起升缠绕形式来实现减摇功能，具备双向减摇能力，减摇效果显著；滑轮众多，小车布置复杂，适用于对减摇要求高的自动化装卸堆场</td></tr>
<tr><td>十六绳减摇</td><td></td></tr>
</table>

（1）减摇装置的工作原理

现以上海振华重工（集团）股份有限公司的RTG产品减摇装置（见图6-85）为例，说明这种减摇装置的工作原理。

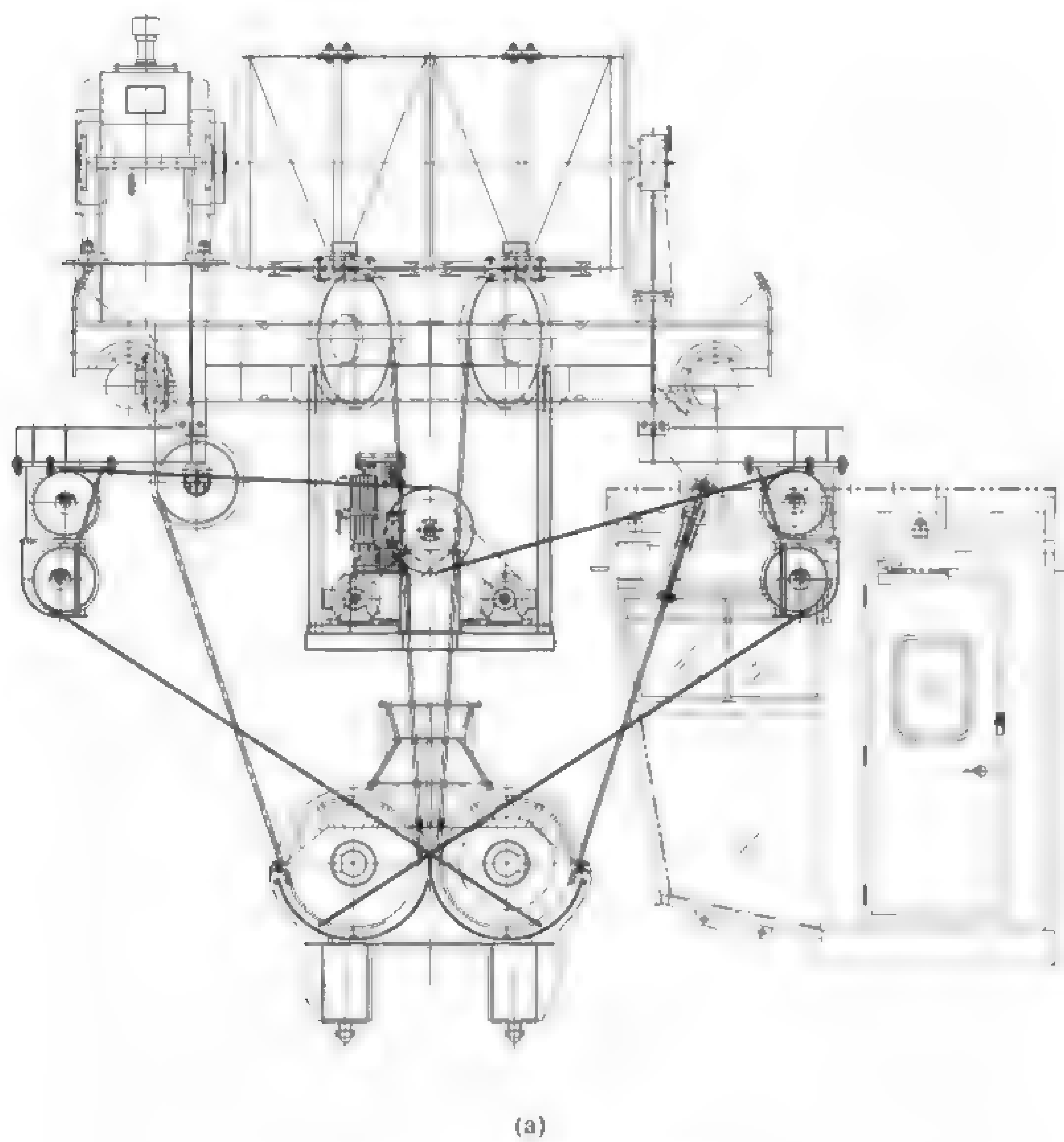
当小车、大车制动时，由于惯性，使吊具以及其吊运的集装箱会产生强烈摆动。为减少吊具的摇摆，除采用车架上起升滑轮与吊具上牵引滑轮在同一平面内偏离成一定角度的钢丝绳缠绕方式外，还装有减摇机构，其由力矩马达摆线针轮减速器、传动链及带单向轴承的卷筒和制动器组成。单向轴承的作用是使卷筒只能向钢丝绳收绳方向旋转，放绳方向则与传动轴相互锁合。起重机作业时，力矩马达持续通电，始终给减摇钢丝绳一个张力（最大为382N），足以卷起松散的减摇钢丝绳。在吊具摇摆状态下，连接卷筒的轴上的液压盘式制动器给予张紧绳一定的力（最大为5700N）起到阻止吊具摇摆作用，阻力的大小可以通过设定弹簧力而轻易地调整。力矩马达卷起松散的钢丝绳，重复以上动作数次，使集装箱与吊具摇摆幅度不断减小，起到减摇效果。

（2）减摇机构的工作状况

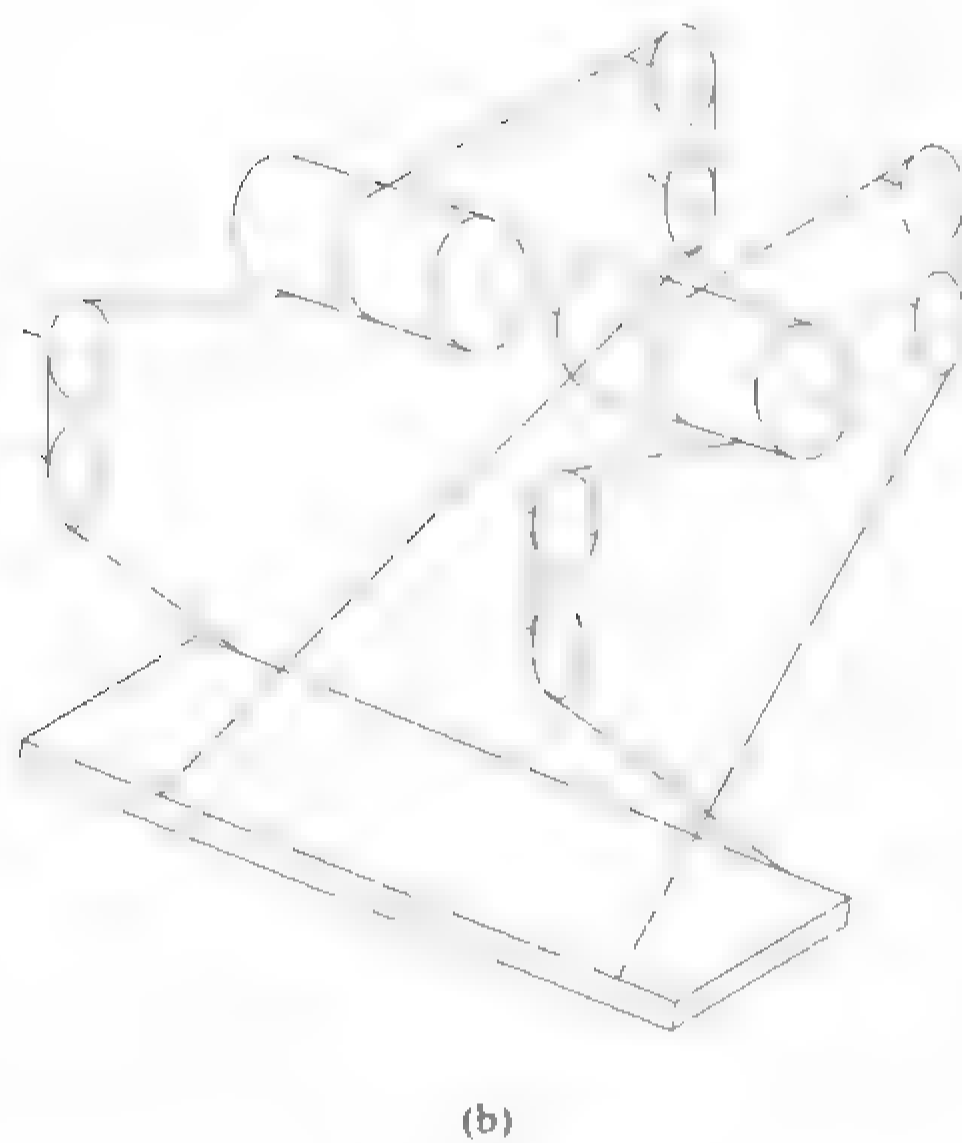
本系统的制动器在起升和下降时是松开的，在起升停止和小车、大车运行时是抱住的。

① 上架下降时，在吊具自重力作用下，每个力矩马达受到一个反向力，单向轴承的内外圈相互锁住，轴是旋转的，制动器打开。减摇钢丝绳张紧力为力矩马达转力和机械传动的反向效率，减摇装置仅略微起作用。

② 上架停止时，在吊具上架停止瞬间，制动器锁住，单向轴承的内外圈相互离合，轴不旋转。如有其他因素引起的吊具摇摆，制动器



(a)



(b)

图 6-85　减摇装置

就产生阻尼作用以减小吊具的摇摆。

③ 上架上升时，由于上架自重而引起的张紧力没有作用在钢丝绳上，力矩马达带动卷筒卷起钢丝绳。此时，单向轴承的内外圈相互分离，扭矩没有作用在轴上，制动器不起作用。

④ 小车运行(或小车、起升联合动作)、大车运行时，制动器锁住时，单向轴承的内外圈相互离合，轴不旋转。如有其他因素引起的吊具摇摆，制动器就产生阻尼作用，同时力矩马达不断卷起松散的钢丝绳，以减小吊具的摇摆。

8. 货场要求

轮胎式集装箱门式起重机的工作环境中应当具备的硬件环境条件有：道路环境、转向垫板和气候环境等。本节对货场道路的铺设、转向垫板的安装以及轮胎式门式起重机所适应的气象条件作详细介绍。

1) 通道路面的铺装

轮胎式集装箱门式起重机的轮压都比较大，如额定起重量30.5t、采用4个轮胎的情况下，每个车轮的最大轮压达到46～48t；采用8个轮胎的情况下，每个车轮的最大轮压达到23～24t。因而，需要根据具体轮压情况，对轮胎吊的行走通道路面进行加固和铺装。通道路面通常采用混凝土或沥青路面。

起重机行走通道地面坡度要求不大于1%、局部坡度不大于3%。跨度两侧行走通道地面坡度应同向，即同为上坡或下坡。

此外，考虑排水的需要，集装箱码头货场的堆场做成有一定的坡度。但为防止相邻两台轮胎式门式起重机的上部结构发生碰撞，各段堆场的坡度，即堆场排水坡度，应控制在1/100～1/50的范围内。

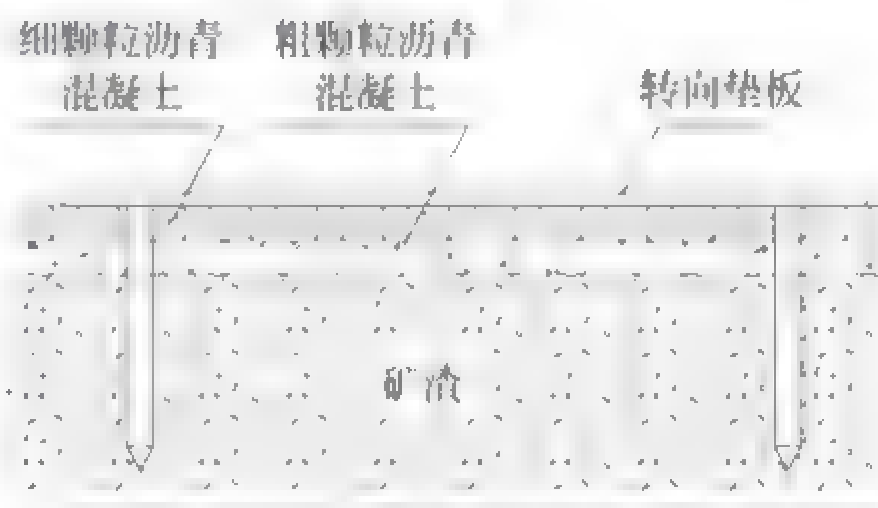
2) 转向垫板

轮胎式集装箱门式起重机从一个堆场转移到另一个堆场，在作90°直角转向处，每个车轮下面可铺设一块转向垫板，以减少地面摩擦，使车轮在作90°转向时，轮胎不致变形损坏。图6-86所示的转向垫板适用于装有8个行走轮的轮胎式集装箱门式起重机。

转向垫板是一块长2000mm、宽1500mm、厚14mm的钢板，四角有4个直径为439mm的孔，孔中焊有长400mm、直径38mm的铁杆。转向垫板装设在通道转向处，并与通道路面在同一平面上。



(a) 铺设图



(b) 安装示意图

图6-86 转向垫板

3) 气象条件

轮胎吊工作环境温度为－20～＋40℃，(最大相对湿度不低于95%，有凝结)，如有特殊要求按供需方协议执行。

工作时风速不大于20m/s，非工作时风速不大于44m/s。遇有大风情况下，应将轮胎式门式起重机紧固，以防止起重机滑移和倾覆。

6.4.6 市电 RTG

由于传统轮胎式 RTG 有着污染环境、柴油发电机组油耗高等问题，各种新型 RTG 应运而生。

RTG 的供电方式可分为三种：传统型（机上柴油机发电）供电方式、市电供电方式和节能供电方式。传统供电方式为柴油机供电。市电供电方式为电缆卷盘供电和滑触线供电方式。节能型供电方式分为以下三种：超级电容和柴油机混合供电、锂电池和柴油机混合供电、LNG 燃气机供电。几种常见的供电方式见表 6-31，本节将着重介绍市电 RTG。

表 6-31 常见的供电方式

全功率柴油机组	单速柴油机组	大功率单速柴油机—发电机	最成熟的供电方式，控制方便，原理简单；但油耗较大，初次投入及后续使用成本都较大
	双速柴油机组	调速板—大功率单速柴油机—发电机	在轮胎吊待命时采用怠速发电，减少油耗，控制稍复杂；但初次投入及后续使用成本都较大
	变速柴油机组	PLC—调速板—大功率单速柴油机—发电机	采用调压模块与 PLC 信号结合控制的方式，按功率需求实时调节柴油机转速，控制较复杂，节能效果较好；但初次投入及后续使用成本都较大
油电混合	较小功率柴油机组+小功率锂电池组	较小功率单速柴油机—发电机；小功率电池组；供电	针对非满载起重量选取柴油机组，满载功率缺口由小功率电池组补充；但控制较复杂，电池充放电转换频率高，易造成对于电池寿命的影响
	较小功率柴油机组+超级电容	较小功率单速柴油机—发电机；超级电容；供电	利用超级电容回收反馈能量，在突加载荷出现时放电进行能量补充；超级电容成本较高，充放电次数有限

续表

<table>
<tr><td>油电混合</td><td>小功率柴油机组+大功率锂电池组</td><td>小功率单速柴油机 — 发电机 — 大功率电池组 — 供电</td><td>柴油机组仅对电池组进行充电,外部取电仅通过电池组进行,机组的选取按实际使用循环时间和所需充电量来计算,功率很小,可回收反馈能量;但电池的一次性投入大,电池寿命有限</td></tr>
<tr><td rowspan="2">气电混合</td><td>小功率燃气机组+大功率锂电池组</td><td>小功率单速燃气机 — 发电机 — 大功率电池组 — 供电</td><td>燃气机组仅对电池组进行充电,外部取电仅通过电池组进行,机组的选取按实际使用循环时间和所需充电量来计算,功率很小,可回收反馈能量;使用天然气为燃料,更绿色环保;但电池的一次性投入大,电池寿命有限</td></tr>
<tr><td>较小功率燃气机组+超级电容</td><td>较小功率燃气机 — 发电机 — 供电
超级电容 — 供电</td><td>利用超级电容回收反馈能量,在突加载荷出现时放电进行能量补充,使用天然气为燃料,更绿色环保;超级电容成本较高,充放电次数有限</td></tr>
<tr><td rowspan="2">电网供电</td><td>电缆卷盘</td><td></td><td>最成熟的市电供电方式,控制技术成熟,重力势能转换发电可反馈电网,节约能源;但电缆卷盘装置较复杂,重量大,配置成本较高,高压电缆昂贵且容易损坏</td></tr>
<tr><td>滑触线(集电小车)</td><td>通电铜排</td><td>采用集电小车与通电铜排接触方式供电,结构紧凑,重量轻,重力势能转换发电可反馈电网,节约能源;使用中需经常维护和更换碳刷</td></tr>
</table>

使用市电的RTG在保持了常规RTG原有各项功能的前提下，将RTG作业的能源供应方式由原来的大功率柴油发电机组供电改为通过由市电电网供电，仅配小功率柴油发电机组提供RTG转场行走所需电能，既保持了RTG可以转场的灵活机动，又节能环保。市电供电，能耗成本减少70%，同时又消除了吊箱作业时柴油机冒黑烟的尾气排放和噪声污染。比起常规RTG，市电RTG具有可转场、机动性强的优点。

1. 主要参数及配置

以起重量为吊具下40t、起升高度1过5、跨度6+1(23.47m)的RTG为例，常规RTG机上原配置的约400kW的大功率机载柴油发电机组，被约100kW的小功率柴油发电机组代替。小机组仅提供RTG大车转向90°及转场的电能，既保持了RTG可转场的机动性，又有效降低了RTG的单位能耗成本和对环境的污染。

2. 主要技术设施与功能

市电RTG是在常规RTG上设置市电供电装置，其由电缆卷盘、卷盘控制系统、导缆架、供电电缆、电缆插头、地面接线箱等各部件组成。市电供电的上机电压采用属于低压范畴的1kV或690V电压，常规的堆5过6、6排箱+1集卡车道、起重量40t的RTG装机功率约为350kW。当RTG沿堆场跑道行走时，由电缆卷盘的控制系统根据RTG行走时供电电缆上的张力，通过变频控制来调节电缆卷盘的收放速度，使之与RTG的行走速度相匹配，最大限度地保证了供电电缆的安全。

市电供电电缆经导缆架后，可被准确引导进入电缆沟。也可将供电电缆直接铺放在堆场地表，周边以水泥条石防护，这样可避免地面开挖施工，节省码头集装箱堆场基建投资费用。

图6-87～图6-90所示为采用市电供电的RTG构造与供电、取电装置。

将常规RTG机上配置的约400kW的大功率机载柴油发电机组以约100kW的较小功率柴油发电机组代替，小功率柴油发电机组仅提供RTG大车转向90°及转向后转场低速行走需要的电能，保持RTG可转场的灵活机动的特性。小功率柴油发电机组仅在转场时使用，其维修保养间隔较常规柴油机组长，既减少了码头常规保养维护的费用，又能有效降低RTG能耗成本，且小功率柴油发电机组的尾气排放和噪声污染都较常规RTG有了极大的改善。采用市电供电的RTG在作业中可以基本消除柴油机尾气排放和噪声污染，实现绿色RTG。

为适应码头规划和既有操作流程的安排，采用市电供电的RTG也可以视用户要求，按照常规RTG的功率要求配置常规设计的大功率柴油发电机组，正常作业时仍使用市电供电，

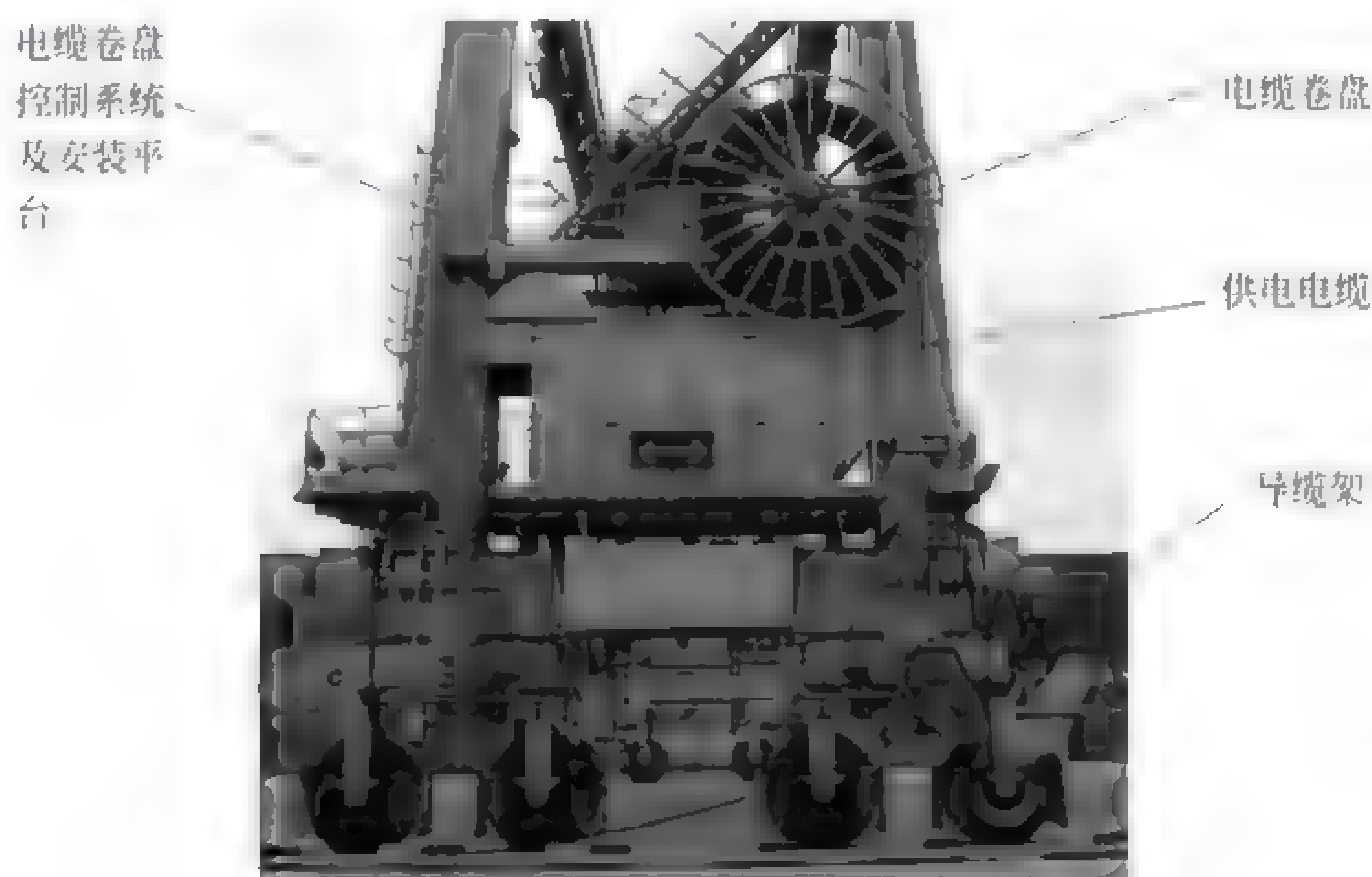


图6-87　采用市电供电的RTG供电系统构成Ⅰ

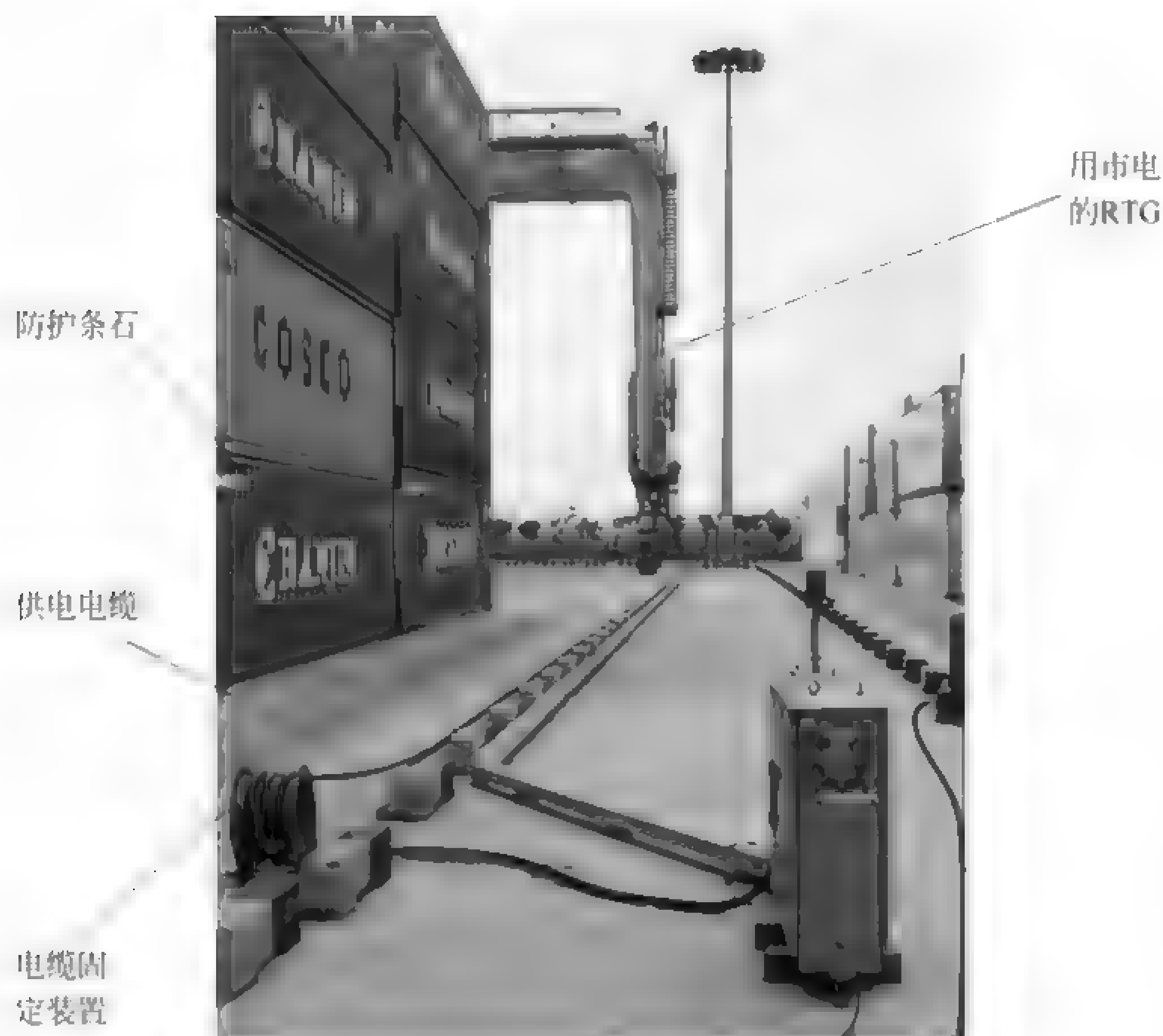


图 6-88　采用市电供电的 RTG 供电系统构成Ⅱ



图 6-89　供电电缆地面固定装置



图 6-90　供电电缆地面开关箱和插头插座

只在大车转向 90°及转向后转场行走或市电网故障应急状态下才使用机载大功率柴油发电机组供电作业，故其仍有极好的节能、环保和降低能耗成本的优势。

采用市电供电的 RTG 可根据用户需要设置能量反馈系统，将吊重集装箱下降时的位能及制动再生能量转化为电能反馈回市电电网，反馈电量可达 RTG 耗电量的 20%以上，功率因数可达 0.99。

采用市电供电的 RTG 电气原理图见图 6-91，图中反映了其与市电电网的连接，以及能量反馈系统的配置。

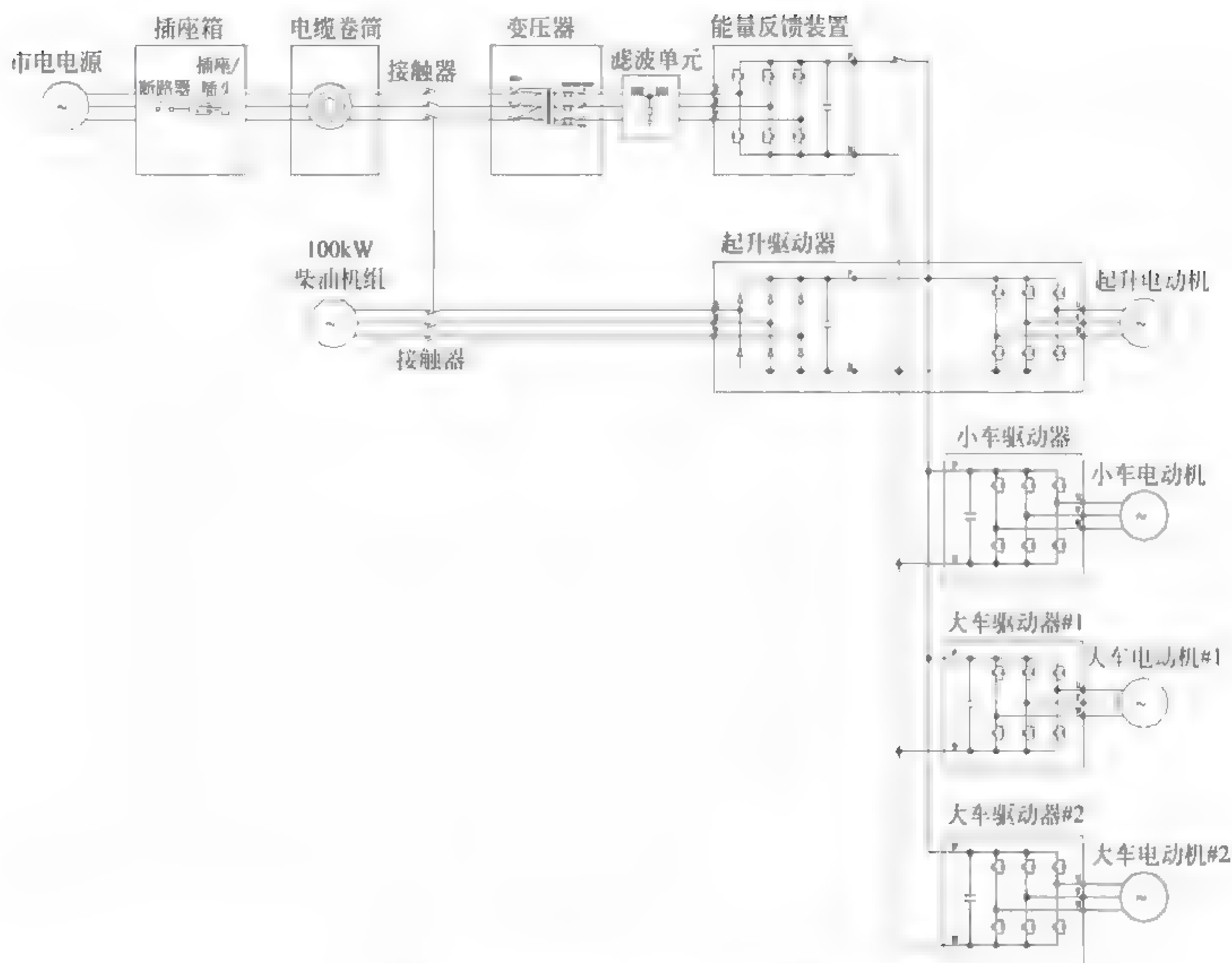


图 6-91　市电供电的 RTG 电气原理图

3. 市电 RTG 的应用

1）供电制式

采用市电供电的 RTG 是双电源供电的特殊 RTG，市电是其供电电源之一，市电的上机电源的供电方式为 3P+GND，线电压为 690V（或 1kV），频率为 50Hz。轮胎吊上安装有电缆卷盘系统，供电电缆经电缆卷盘缠绕后，电缆一端设置的快速插头插到码头地面供电接线箱上的插座中，获得市电电网的上机电源。通过 RTG 上的变压器，将市电电网的上机电源转变为 3P+N+GND，线电压为 440V，频率为 50Hz，供给轮胎吊的电控系统。

约 100kW 的小功率柴油发电机组是 RTG 的第二电源，发电机的供电方式为 3P+N+GND，线电压为 440V，频率为 50Hz。市电和柴油发电机组发的电通过两个接触器有选择性地供电给电控系统，这两个接触器通过电气和机械互锁，在双电源同时供电的情况下，只能有一个接触器吸合。

2）转场作业

当采用市电供电的 RTG 需进行转场操作时，首先关闭地面接线箱内的安全开关，切断与市电电网的连接，拔下与市电电网地面接线箱连接的快速插头，电缆插头的插拔操作均在无电的情况下安全完成。RTG 转换至机载柴油机供电模式，同时可使用微动功能将卷盘电缆人工回收到位，即可同普通 RTG 一样进行正常的大车 90°转向和转向后大车的低速行走等常规的 RTG 转场操作。

当转场至另外的堆场跑道后，RTG 重新连接到本堆场跑道的市电接线箱，转换至使用市电模式，即可在本跑道使用市电正常运行。

3）机载能量反馈

机载能量反馈装置检测直流电压（Edc）、

用直流电压调节器(AVR),根据指令(Edc×)控制直流电压。AVR的输出是根据在系统电压(R1,S1,T1)位相所同期的电流指令,由电流调节器(ACR)与电流检出器做比较,以电流指令进行控制。脉冲宽度调节ACR输出电压指令,并驱动晶体管,从而使电源相的电压和同相电流的通过,实现在基本功率因数1上运转,并且能大幅减低高次谐波的电流。

轮胎吊在消耗电能时,由于功率因数基本在1上运行,达到减小输入功率,实现了节能的目的。

轮胎吊在反馈电能时,由于能量反馈,使电源相的电压和反相电流的通过,使功率因数基本在1上运行,从而把反馈的电能送到电网上。安装能量反馈装置有以下一些优点:

(1) 能大幅抑制电源高次谐波。根据对PWM的控制,既能使电源侧电流形成正弦波,又能大幅减低高次谐波的电流。

(2) 能改善输入功率因素,减低输入电流/容量。根据控制输入功率,为了使电源相的电压和同相电流的通过,实现在基本功率因数1上运转。

(3) 电源再生功能。升降用途的起重机或者那些高频次加减速运转的场合等会在电源侧产生再生能源。因此,可设计再生时的省电装置。再生时的电流波形也是正弦波,因此不会造成对电源系统的影响。

6.4.7 典型产品的技术参数

目前全球生产轮胎式集装箱门式起重机的企业很多,其中以ZPMC、Kalmar、KONE等几家为主。表6-32所示为ZPMC近三年来生产的轮胎式集装箱门式起重机的主要技术性能参数。

6.5 轻型轮胎式集装箱门式起重机

6.5.1 概述

1. 功能与特点

轻型轮胎式集装箱门式起重机(简称轻型RTG)是电力驱动的、应用卷筒组合控制技术实现轻量化的轮胎式集装箱门式起重机。

通用的轮胎式集装箱门式起重机(RTG)的起升机构和小车运行机构的驱动装置都布置在起重机上部的小车上,轻型RTG(见图6-92)应用卷筒组合控制技术,将起升驱动装置安装在起重机门框下部底梁上,在保证原有功能的基础上,降低了整机自重,增加了稳定性,实现了整机轻型化,可用于集装箱码头、中转站和货场等场合装卸集装箱和件杂货。



图6-92 轻型RTG外观图

轻型RTG具有以下特点:

(1) 自重轻、投资省。将起升机构驱动装置安装在底梁上,使小车和整机重量大大降低,实现了整机结构轻量化。设备投资约为通用型RTG的60%,堆场基础投资降低约1/3。

(2) 能耗低、零排放。以市电为动力,能耗降低约60%,能源成本为通用型RTG的15%。在港口属地无废气排放,重量轻,节约钢材,节能减排效果显著,具有很好的经济性、先进性、实用性和环保性。

2. 国内外发展现状

2003年交通运输部水运科学研究院(简称水科院)开发了国内首台以电缆卷筒供电的

表 6-32　ZPMC 近三年来生产的典型轮胎式集装箱门式起重机的主要技术性能参数

序号	项目名称	跨度	跨距/mm	起升高度（堆高层数）/m	吊具下起重量/t	4 绳/8 绳	起升速度/(m/min)	小车速度/(m/min)	大车速度/(m/min)	数量/台
1	缅甸亚洲公司	6+1 跨度	23470	1 过 4(15.21)	40	4	20/40	70	25/135	4
2	南京龙潭	6+1 跨度	23470	1 过 4(15.21)	40.5	8	23/46	70	25/100	2
3	广州南沙海港集装箱码头有限公司	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.1)	41	4	20/40	70	30/90	16
4	日照港	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.1)	40.6	4	23/53	70	30/130	12
5	上海明东集装箱码头	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.2)	40	4	23/52	70	50/135	13
6	舟山港钓浪码头	6+1 跨度	23470	1 过 5(17.75)	41	4	23/52	70	25/130	6
7	阿根廷 ICTSI	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.0)	41	4	25/60	70	30/90	9
8	PSA 印度 CITPL 陈奈港	6+1 跨度	23700	1 过 5(18.0)	40	4	25/55	70	25/90	8
9	美国加利福尼亚联合码头	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.1)	30	8	31/61	70	50/135	8
10	韩国 HDEC 阿布扎比石化	6+1 跨度	23470	1 过 5(18.2)	50	4	20/40	70	25/135	4
11	深圳赤湾	6+1 跨度	23470	1 过 6(21.2)	40	4	22/50	70	30/90	4
12	盐田港	6+1 跨度	23470	1 过 6(20.95)	41	4	30/60	70	25/90	10
13	惠州国际集装箱码头有限公司	6+1 跨度	23470	1 过 6(21.0)	41	4	30/60	70	25/90	12
14	香港 HIT	6+1 跨度	23470	1 过 6(20.75)	41	4	25/60	70	25/90	10
15	巴西 Mutirio 码头	6+1 跨度	23500	1 过 6(21.0)	40	8	23/50	70	30/130	6
16	巴西 Sepetiba	6+1 跨度	23470	1 过 6(21.0)	40	4	25/52	70	50/130	4
17	巴拿马 MIT 码头	6+1 跨度	23150	1 过 6(21.0)	50	8	24(31)/61	70	50/135	6
18	墨西哥 SSA	6+1 跨度	22700	1 过 6(21.0)	50	8	24/61	70	50/135	4
19	马来西亚 Bintulu 码头	6+1 跨度	23470	1 过 6(21.0)	40.6	4	20/40	70	25/100	8

续表

序号	项目名称	跨度	跨距/mm	起升高度（堆高层数）/m	吊具下起重量/t	4绳/8绳	起升速度/（m/min）	小车速度/（m/min）	大车速度/（m/min）	数量/台
20	和黄巴拿马 PPC-Cristobal 码头	6+1跨度	23470	1过6(21.0)	41	4	30/60	70	25/90	20
21	哥伦比亚 Buenaventura	6+1跨度	23470	1过6(21.0)	40	4	30/60	70	70/135	6
22	斯里兰卡集装箱码头	6+1跨度	23470	1过6(21.2)	40.5	8	23/52	70	30/90	40
23	黎巴嫩贝鲁特码头	7+1跨度	25900	1过5(18.0)	40	4	20/40	70	40/120	12
24	DPW巴西 Embraport	7+1跨距	26400	1过5(18.2)	41	4	25/50	70	50/135	22
25	厦门海通港务码头有限公司	7+1跨度	26400	1过5(18.1)	41	4	23/55	70	50/100	6
26	土耳其 Borusan	7+1跨度	26500	1过5(18.1)	41	4	26/52	70	40/130	3
27	ICTSI 克罗地亚 AGCT 码头	7+1跨度	26200	1过5(18.0)	41	4	30/60	70	30/90	8
28	印度芒杜港	7+1跨度	26500	1过5(18.2)	41	8	25/50	70	60/135	14
29	印度哈兹拉港	7+1跨度	26500	1过5(18.2)	41	8	25/50	70	60/135	12
30	ICTSI 厄瓜多尔 CGSA 码头	7+1跨度	26500	1过6(20.65)	41	4	25/60	70	25/90	11
31	土耳其 KUMPORT	7+1跨度	26180	1过6(21.22)	40	4	26/52	70	25/130	8
32	土耳其 Iskenderun 港	7+1跨度	26180	1过6(21.2)	41	4	25/50	70	60/130	14
33	马士基秘鲁 Callao 码头	7+1跨度	25930	1过6(21.0)	41	8	22/50	70	30/135	12

轻型电动轮胎式集装箱门式起重机(轻型RTG),应用于内蒙古二连浩特边贸场站。该机型在采用四卷筒组合控制技术实现整机轻量化的同时,首次采用市电为RTG提供动力,在整机轻型化和电力驱动的基础上实现了节能减排。

2006年,水科院升级了四卷筒驱动轻型RTG,跨距、起升高度、速度参数与通用型RTG基本相当,装卸效率可达28 TEU/h。产品主要应用于广州鱼珠码头、佛山南港码头、四川宜宾港保税仓库等港口和货场。2010年,水科院又开发了以低置式起升驱动形式实现的轻型RTG,该驱动形式的起升机构布置在起重机下部底梁的一侧,而小车上的驱动装置采用三合一(电动机、制动器和减速器)驱动。该机型在实现整机轻量化的同时,使小车和起升具有与通用型RTG相同的运行方式。产品主要应用于肇庆港务有限公司、邯郸陆港有限公司等港口和中转站。

轻型RTG为我国自主开发的新型轮胎式集装箱门式起重机系列产品,目前均有产品供应市场,已得到成熟的应用。其轻量化技术不仅可以应用于轮胎式集装箱门式起重机,还可以应用于岸边集装箱起重机和轨道式集装箱门式起重机。

6.5.2 机型分类

1. 按吊运的载质量分类

轻型RTG按吊运的集装箱载质量的不同可以分为两类。

1) 重箱轻型RTG

主要对重载货物的集装箱进行作业,一般跨距为23.47m,起重量为35~40.5t,最大堆码5层箱,起升高度约为18.3m。

2) 空箱轻型RTG

仅对空集装箱进行作业,一般跨距为30m,起重量为10t,可以堆码7~8层集装箱。目前,港口吊运空箱主要以空箱堆高机为主,但随着场地利用率和作业效率要求的提高,空箱轻型RTG将有较广的应用前景。目前,30m跨距、堆码8层空箱的空箱轻型RTG已应用于广东肇庆港务有限公司等集装箱堆场。

2. 按起升和小车驱动形式分类

1) 四卷筒组合驱动形式

四卷筒组合驱动技术是将起重机的起升机构和牵引式小车运行机构组合成两套相互关联的钢丝绳驱动装置,并安装在门框下部两侧底梁上,分别由两侧底梁的两个卷筒组合控制起升和小车的运行。

由图6-93可知小车前后运动、吊具的升降运动与卷筒运动之间的关系:

(1) 当两侧2台电动机驱动4个卷筒以同一速度卷起时,只有起升机构上下运动,无小车动作。

(2) 当一侧1台电动机驱动2个卷筒卷起,另外一侧1台电机驱动2个卷筒以同一速度下放时,只有小车前后运动,无起升动作。

(3) 当两侧电动机的转速不同时,可实现起升和小车复合运动,即吊具上升/下降、小车前进/后退同时进行。

由于小车上面除了小车架及若干导向滑轮以外没有任何驱动装置,大大降低了小车的重量,仅为通用型RTG小车重量的30%。起重机移动载荷减小,从而降低了整体钢结构的重量,同时还增加了结构的稳定性。

2) 低置式起升驱动形式

与传统RTG的起升机构均布置在小车上不同,低置式起升驱动形式是将起升机构安装在门框下部的一侧底梁上,通过底梁一侧的两个卷筒牵引绕到结构上方的钢丝绳,从而实现货物的起升和下降。而小车运行通过三合一电动机、制动器和减速器直接驱动来实现。其驱动原理如图6-94所示。需要说明的是,前述四卷筒组合驱动形式也采用低置的起升驱动方式,但与该低置式起升驱动形式不同的是,四卷筒组合驱动形式是两侧底梁上各布置2个卷筒,通过组合控制来实现起升和小车的运行;而低置式起升驱动形式只是将起升机构放置在一侧底梁上,其实现的仅是起升功能。

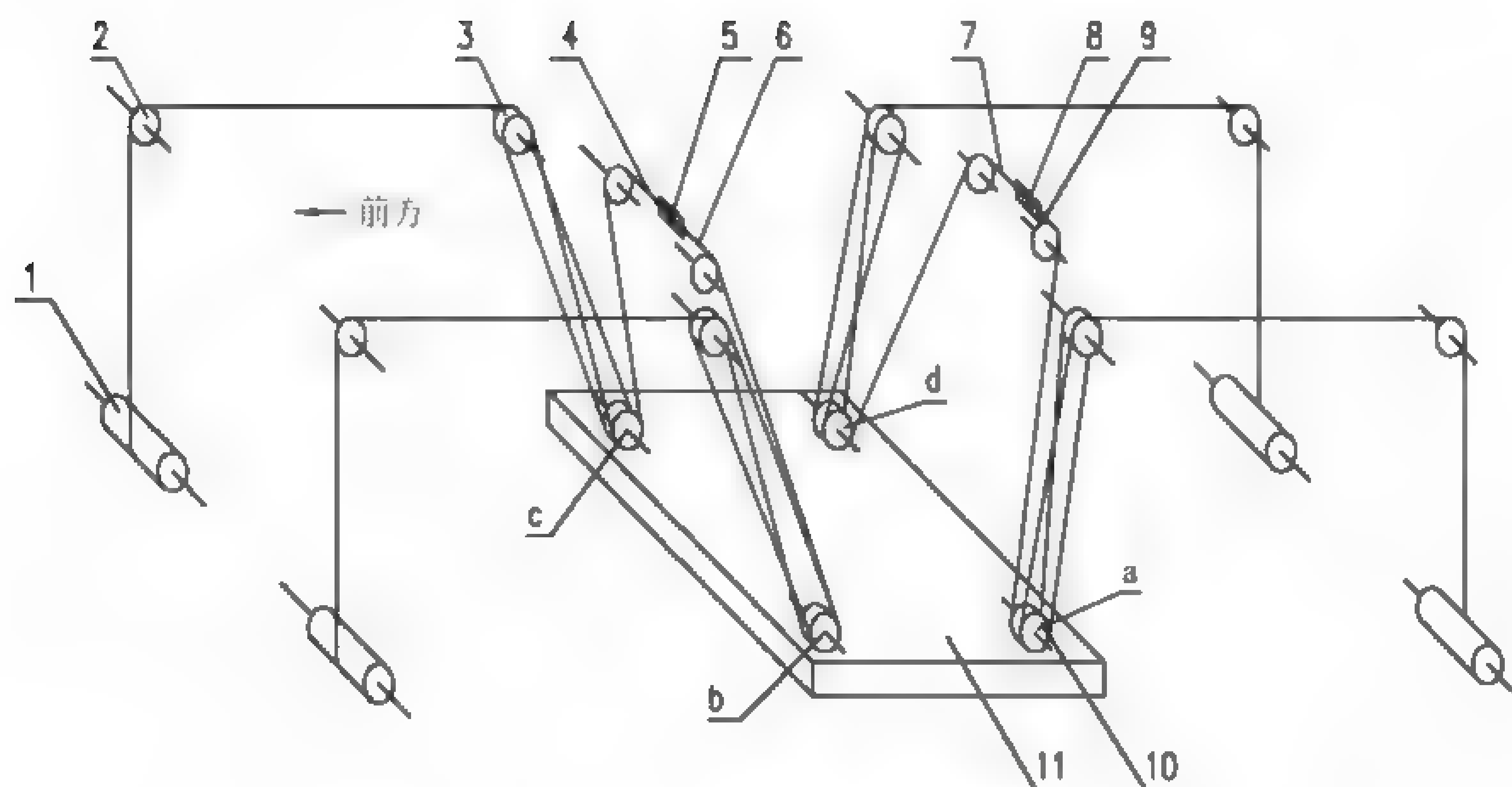


图 6-93 四卷筒组合驱动原理

1—卷筒；2—结构架滑轮组；3—小车架滑轮组；4—钢丝绳Ⅰ；5—吊具回转装置Ⅰ；6—钢丝绳Ⅱ；7—钢丝绳Ⅲ；8—吊具回转装置Ⅱ；9—钢丝绳Ⅳ；10—吊具滑轮组；11—吊具

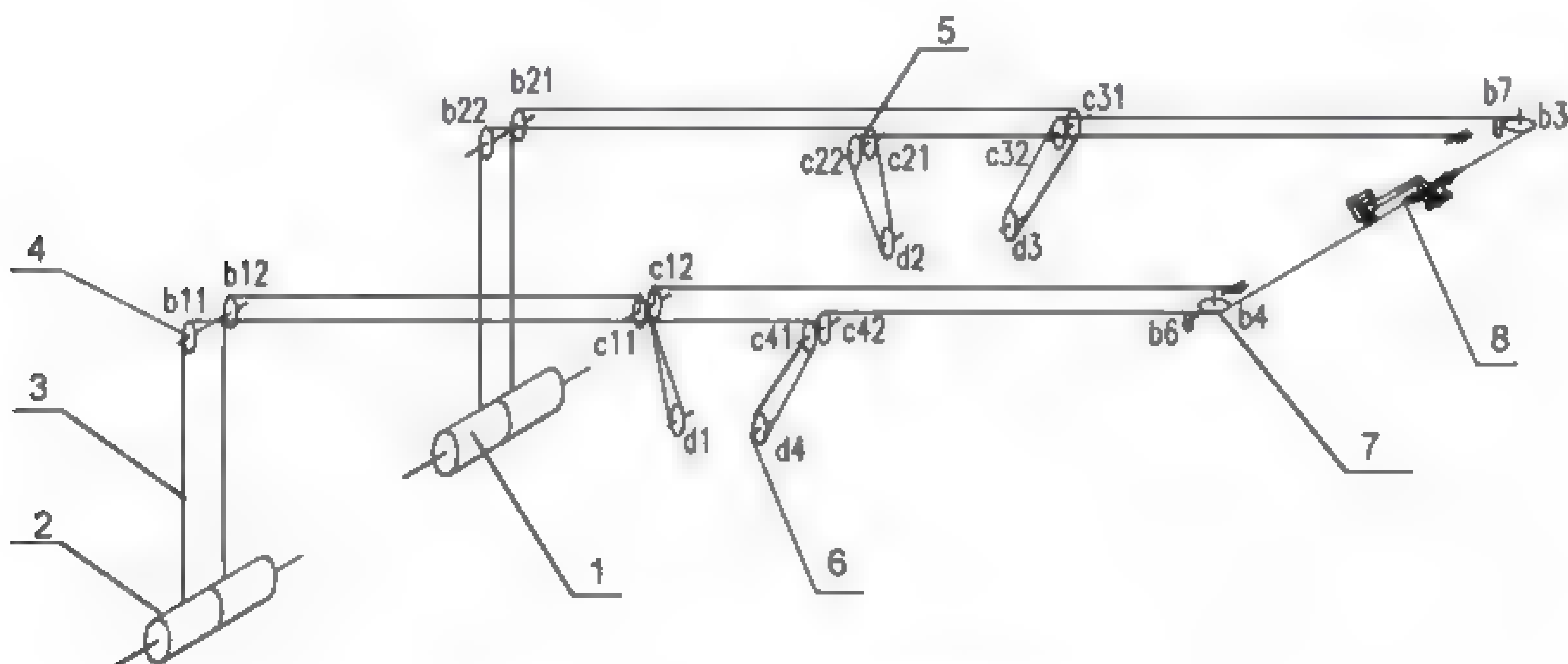


图 6-94 低置式起升驱动原理

1—第一双联卷筒；2—第二双联卷筒；3—钢丝绳；4—结构架滑轮组；5—小车滑轮组；6—吊具滑轮组；7—结构架转向滑轮组；8—吊具回转装置

6.5.3 主要零部件和系统

轻型 RTG 的金属结构、吊具、供电系统、防风系缆等零部件基本与通用型 RTG 相同，本节不再赘述，只介绍轻型 RTG 特有的零部件和系统。

1. 大车运行机构

大车运行机构是整机运行的驱动装置，一般采用变频电动机或轮边液压马达驱动，布置形式有四角驱动和对角驱动两种方式。根据起重量、跨距和起升高度等参数的不同，大车运行机构具有不同的布置和配置参数。常见的布置和配置如下所述。

1）四轮形式

起重机的四个角上分别布置 4 个轮胎，支承整机行走，通过法兰与结构架底梁连接。此形式主要用于跨距小、起重量在 35t 以下的起重机上。

2）八轮形式

起重机的每个角上有 2 个车轮，通过平衡梁与整机结构架的底梁相连，共 8 个车轮。根据轮压的不同可以选配不同型号的轮胎。

3）十六轮形式

对于大起重量的作业需求，采用十六轮的形式来降低对地面的轮压。此布置形式下起重机的每个角上有4个轮胎，两两轮胎并列布置，通过专用桥来连接。每个角上的轮胎通过平衡梁与整机结构架的底梁相连。

轻型RTG的大车运行机构的轮胎均为无内胎式充气轮胎。在一些不适用充气轮胎的场合，可选用实心轮胎，以减少维护和增加使用寿命。

2. 四卷筒起升和小车驱动装置

四卷筒组合驱动的轻型RTG的起升和小车运行共用的两套驱动装置，分别布置在起重机门框下部的两侧底梁上，图6-95所示为其中一侧的双出轴钢丝绳卷筒驱动装置。

起升和小车运行机构共用的驱动装置为两套，相对门框对称布置，每套机构由电动机、联轴器、减速器、制动器、低速轴联轴器、卷筒等组成。采用变频控制，分别驱动，通过两侧卷筒的不同转向对钢丝绳进行收放，配合特别设计的钢丝绳缠绕系统实现货物的升降和平移。

钢丝绳缠绕系统见图6-93，4个卷筒分别连接4根钢丝绳，钢丝绳从卷筒绕出后，经过结构架上滑轮组、小车架上滑轮组、吊具滑轮组后连接到小车架上面的吊具回转装置。

3. 低置式起升驱动装置

低置式起升驱动形式轻型RTG的起升驱动装置布置在底梁的一侧，起升驱动装置的布置可采用Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ三种形式，分别见图6-96～图6-98。

起升驱动装置均由电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒构成。三种布置形式的区别为：起升驱动装置Ⅰ的卷筒为两个单独的双联卷筒，分别布置在减速器的两侧，减速器为双输出轴；起升驱动装置Ⅱ的布置与起升驱动装置Ⅰ相近，只是采用两套电动机和减速器分别驱动两边的双联卷筒；而起升驱动装置Ⅲ的卷筒将两个单独的双联卷筒合二为一，为单独的四联卷筒，布置在减速器的一侧，减速器为单输出轴。

图6-96和图6-97所示的传动方案中，起升机构的卷筒均为双联卷筒，共2套，安装在门框结构一侧下部平台的两边，第一双联卷筒分别与第一和第二钢丝绳的第一端相连，第二双联卷筒分别与第三和第四钢丝绳的第一端相连。起升机构的电动机和减速器可以为一套或两套。图6-96所示方案是一套电动机和减速器集中驱动两套双联卷筒的形式，此时的减速器为双输出轴。图6-97所示方案的电动机和减

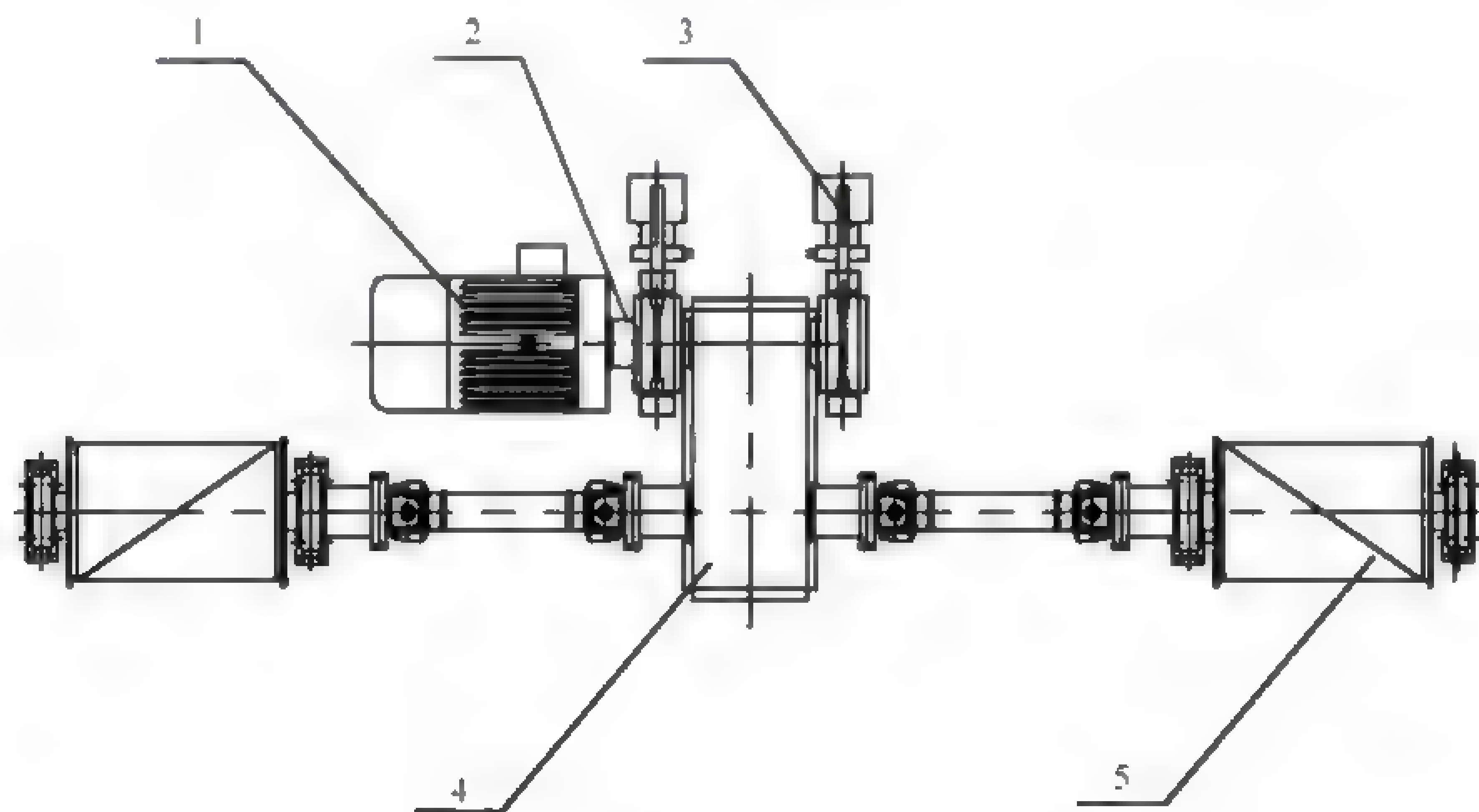


图6-95　双出轴钢丝绳卷筒驱动装置(一侧)
1—电动机；2—联轴器；3—制动器；4—减速器；5—卷筒

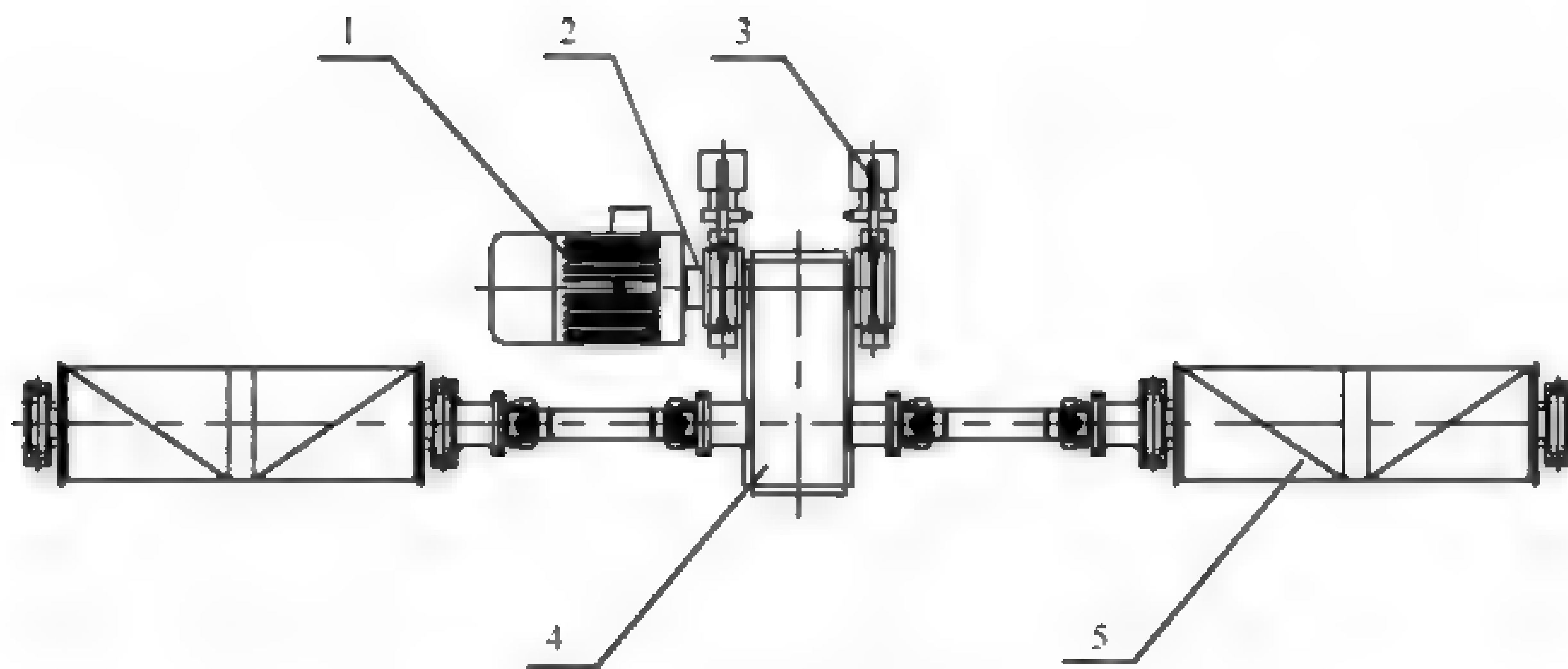


图 6-96　低置式起升驱动装置Ⅰ
1—电动机；2—联轴器；3—制动器；4—减速器；5—卷筒

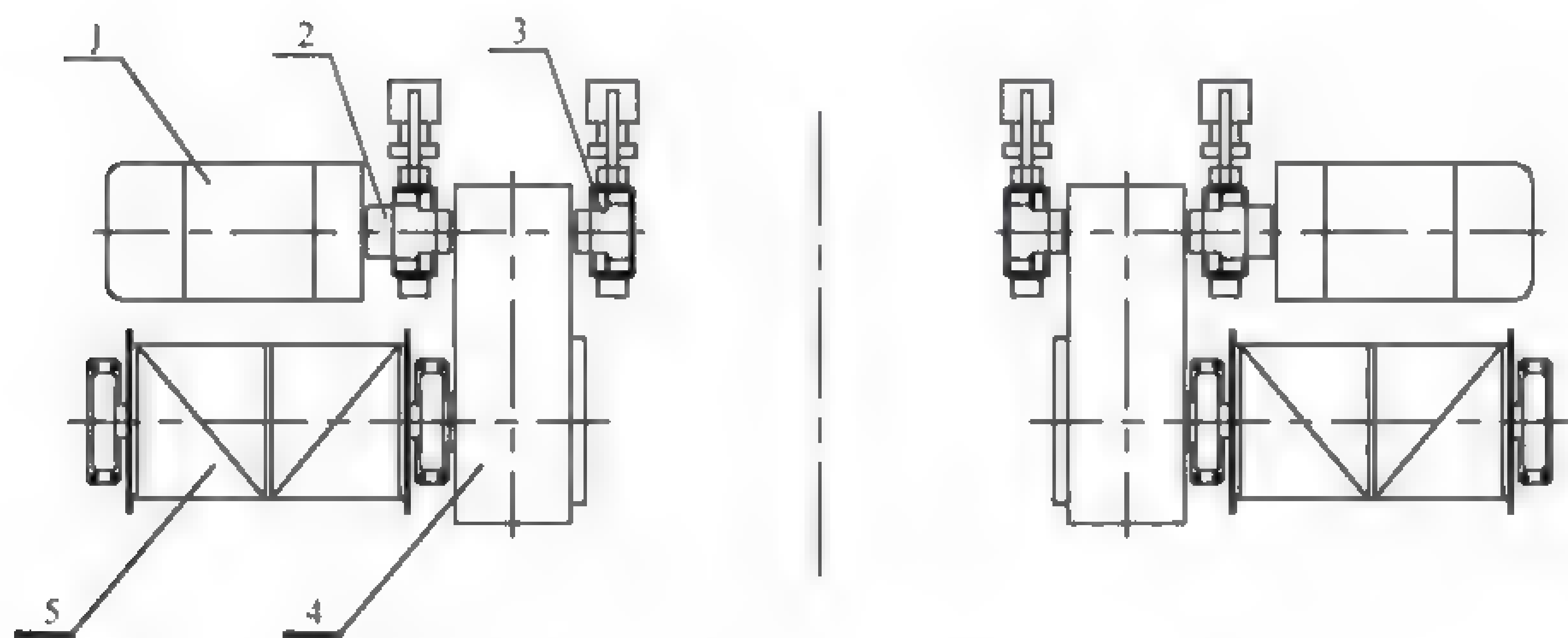


图 6-97　低置式起升驱动装置Ⅱ
1—电动机；2—联轴器；3—制动器；4—减速器；5—卷筒

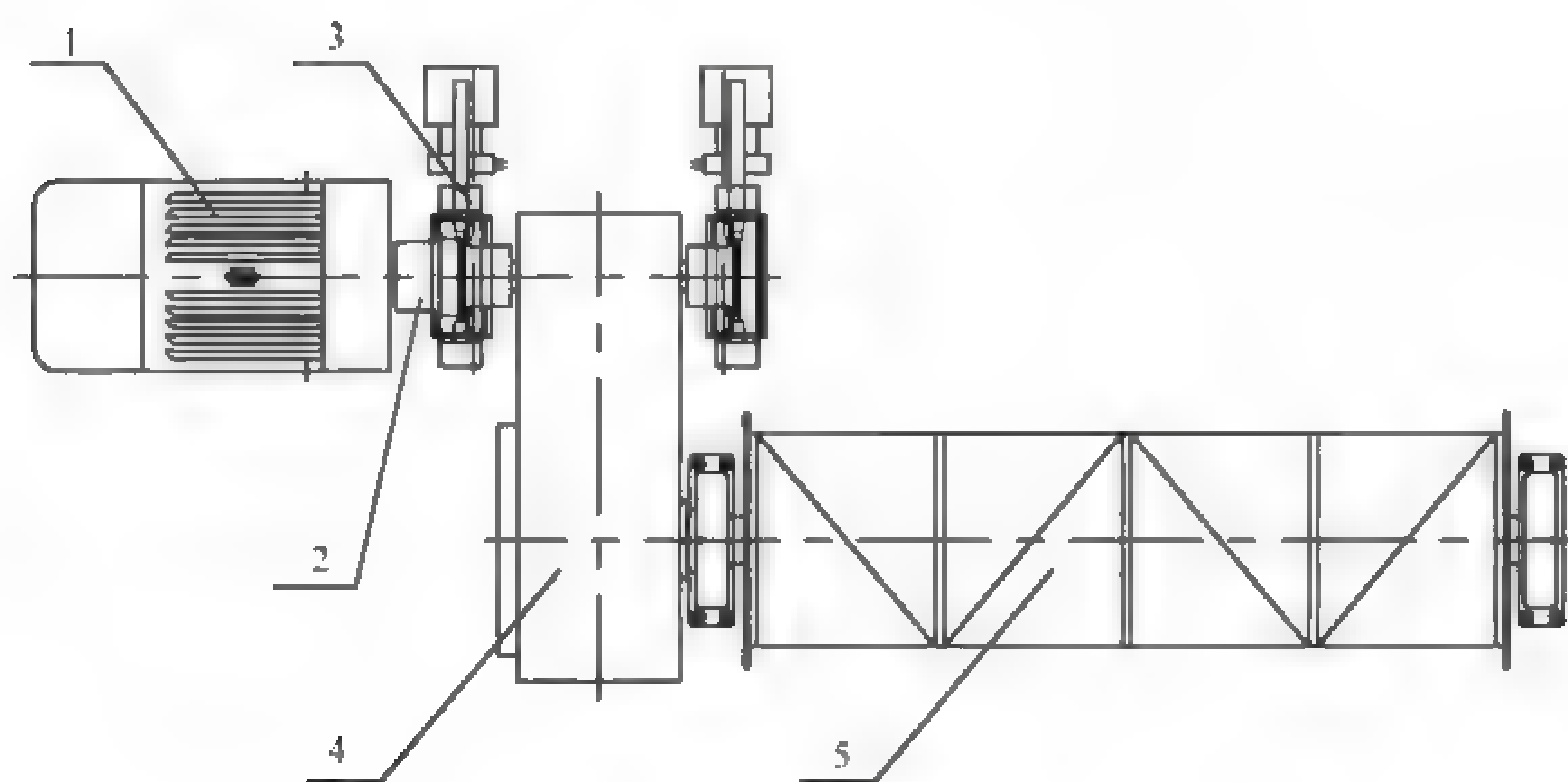


图 6 98　低置式起升驱动装置Ⅲ
1—电动机；2—联轴器；3—制动器；4—减速器；5—卷筒

速器为两套,分别单独驱动两套双联卷筒,构成两套独立的起升机构,此时的减速器为一个输出轴。通过电气控制可保证两套电机同步运转,同步进行不同的卷向实现货物的起升和下降。

低置式起升驱动形式的钢丝绳缠绕系统见图 6-94,第一钢丝绳的第二端分别绕经结构架滑轮组的滑轮 b11、小车滑轮组的滑轮 c41、吊具滑轮组的滑轮 d4、小车滑轮组的滑轮 c42、结构架滑轮组的滑轮 b6 和 b4,连接至吊具回转倾转装置的第一端;第二钢丝绳的第二端分别绕经结构架滑轮组的滑轮 b12、小车滑轮组的滑轮 c11、吊具滑轮组的滑轮 d1、小车滑轮组的滑轮 c12,并固定在结构架后侧的钢丝绳固定端;第三钢丝绳的第二端分别绕经结构架滑轮组的滑轮 b21、小车滑轮组的滑轮 c31、吊具滑轮组的滑轮 d3、小车滑轮组的滑轮 c32、结构架滑轮组的滑轮 b7 和 b3,连接至吊具回转倾转装置的第二端;第四钢丝绳的第二端分别绕经结构架滑轮组的滑轮 b22、小车滑轮组的滑轮 c21、吊具滑轮组的滑轮 d2、小车滑轮组的滑轮 c22,固定在结构架后侧的钢丝绳固定端。上述滑轮中,除结构架上的滑轮 b3 和 b4 为水平布置外,其余均为竖直布置。在水平滑轮附近设置竖直滑轮或托辊,以防钢丝绳滑落。

当进行装卸作业时,起升机构的电动机和减速器驱动两侧的双联卷筒。当双联卷筒卷绕收回钢丝绳时,4 根钢丝绳牵引货物实现竖直上升。当双联卷筒放出钢丝绳时,4 根钢丝绳牵引货物实现竖直下降。小车运行机构的三合一驱动装置直接驱动车轮在结构架主梁轨道上运行,实现货物的横向移动。通过操作控制还可实现起升和小车的联合动作,即货物的斜线运行,提高装卸效率。

采用图 6-98 所示的起升驱动装置Ⅲ,其为一套,安装在门框一侧结构下部平台上,主要由电动机、减速器、联轴器、四联卷筒、制动器等构成,四联卷筒分别与第一、第二、第三和第四钢丝绳的第一端相连。钢丝绳缠绕系统和工作方式同双联卷筒的传动方案。

4. 小车架

1) 四卷筒组合驱动小车架

在主梁轨道运行的小车架上,只装有起升滑轮组、小车车轮和水平轮,不设驱动装置,大大降低了小车重量(见图 6-99)和整机重量。小车车轮为钢制,踏面经加硬处理。导向方式为轨道的外侧布置水平轮。水平轮导向不仅防止产生啃轨现象,同时具有防小车脱轨坠落的作用,提高了工作可靠性。

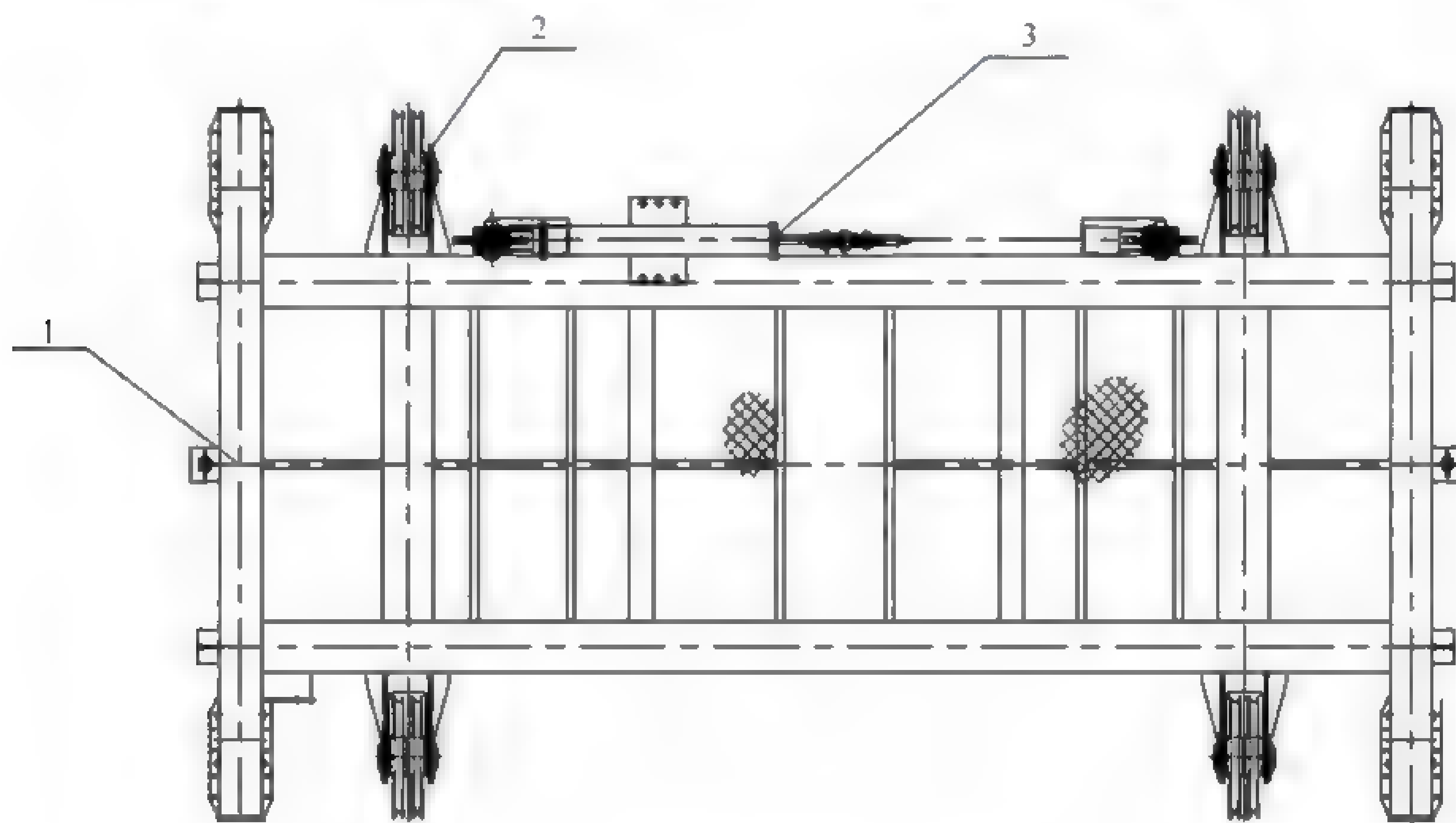


图 6-99 四卷筒组合驱动小车架

1—小车架;2—滑轮组;3—吊具回转装置

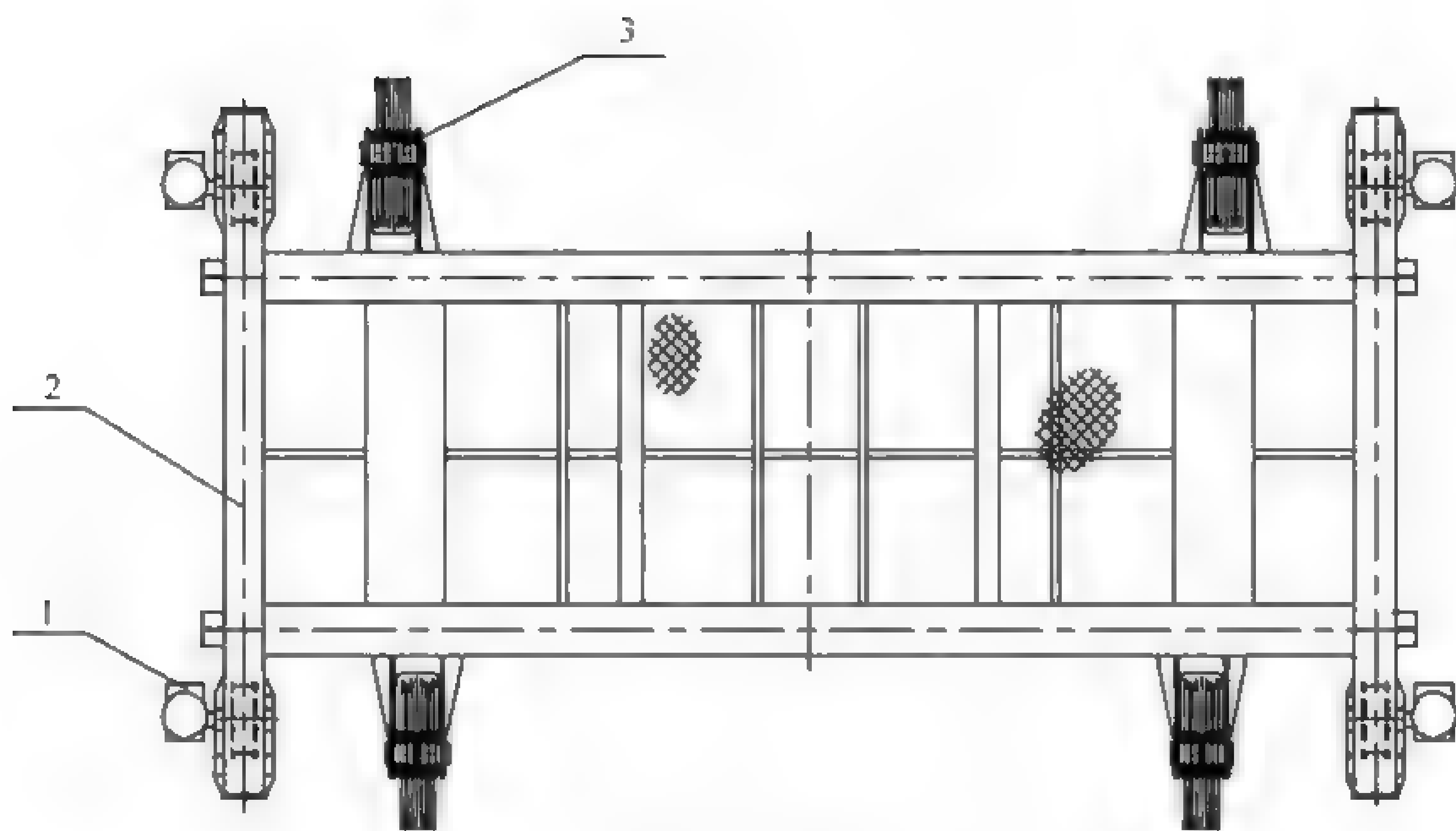


图 6-100　低置式起升驱动形式小车架
1—小车驱动装置；2—小车架；3—滑轮组

2）低置式起升驱动形式小车架

低置式起升驱动形式轻型 RTG 的小车驱动装置布置在小车架上，驱动装置有两轮驱动和四轮驱动两种形式（图 6-100 所示为四轮驱动）。小车架的结构形式与四卷筒组合驱动小车架基本相同，只是滑轮组的布置位置稍有区别。

低置式起升驱动形式小车的驱动采用三合一驱动方式，电动机、制动器和减速器合并组装成一个部件，结构紧凑、重量轻。驱动形式见图 6-101。

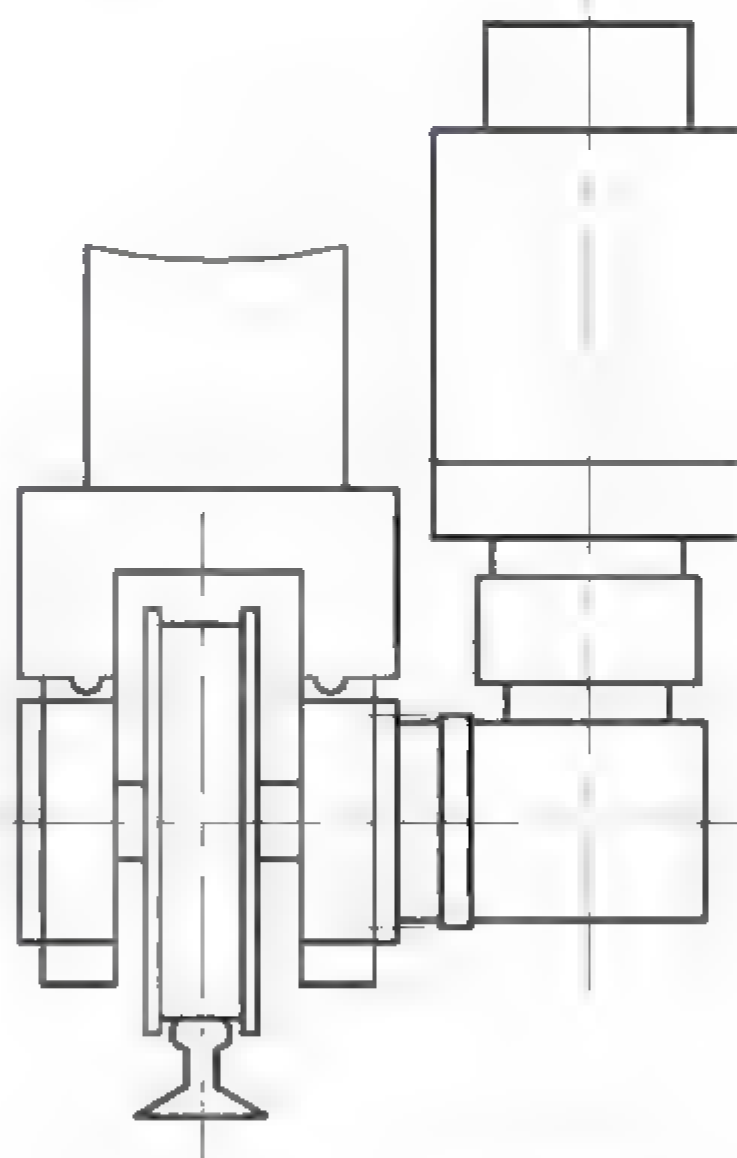


图 6-101　三合一小车驱动形式

5. 梯子平台

考虑到操作者的舒适和方便，轻型 RTG 改变通用型 RTG 直梯上机方式，采用全斜梯上机等人性化设计，使得操作者轻松地上下楼梯，增加安全性和舒适性。

6. 供电系统

根据供电形式的不同，轻型 RTG 的供电方式有：柴油发电机组供电、电网供电及两者组合形式的供电。

1）柴油发电机组供电

柴油发电机组供电方式产生的噪声及废气污染环境，使用和维护成本高，已逐步被电网供电方式所替代。由于一些地区在电力紧张时段会经常停电，轻型 RTG 在电网供电方式基础上加装柴油发电机组，可以供起重机备用，并可用于起重机转场使用。

如用柴油发电机组供电，在司机室内可以远程遥控柴油发电机组进行开关，避免 RTG 待机时空耗柴油，司机也不必下机进行柴油发电机组的操作。

柴油发电机组供电方式主要有以下形式：

（1）传统的单速柴油发电机组：传统的单

速柴油发电机组供电方式油耗大，使用和维护成本大。

(2) 调速柴油机驱动：采用调速控制，按功率需求实时调节转速，节能效果较好，使用和维护成本大。

(3) 油电混合动力供电：采用较小功率的柴油机组配备小功率锂电池组或超级电容构成混合动力，节能效果较好，但成本较高。

2) 电网供电

采用电网供电不仅在节能减排及环保成效上优于柴油发电机组供电，而且可以节省大量的能源成本和维护成本。

电网供电方式主要有以下形式：

(1) 电缆卷筒形式的电网供电：电缆卷筒形式的电网供电是最常用的起重机整机移动供电方式，结构简单，具有抗风能力强、安全可靠等优点。如采用高压电缆供电，可减小电缆直径，但电缆使用寿命较短，维护保养费用较高。

(2) 滑触线形式的电网供电：采用集电小车与通电铜排接触方式供电，结构紧凑，具有一轨多机的优点，但地面工程要求高、日常维护要求高、转场工艺复杂。

7. 四卷筒组合驱动的电控系统

四卷筒驱动的两台起升/小车共用驱动电动机，分别由两台交流变频器驱动。起升/小车驱动机构采用带PG(编码器)闭环矢量控制方式，从而有效地实现了全变频范围内的全转矩控制，避免了起升机构的溜钩现象。在变频器内部设置了起升/小车电动机与大车电动机两套驱动参数，工作时通过切换，可以实现用一台变频器驱动两套工作机构(起升/小车、大车)，从而节约了一套变频器装置。每台变频器都配置了能耗制动组件，实现了位能和制动能量的消耗。

为了提高起升机构的效率，对于起升机构采用恒功率调速方式，实现"重载低速、轻载高速"的变频控制。

6.5.4 应用范围

轻型RTG可以用于多种用途，既可以用于装卸集装箱，也可用于装卸钢材和其他货物。其主要应用范围如下。

1. 集装箱堆场

轻型RTG可用于集装箱码头堆场的集装箱装卸，具有堆码层数高、堆场利用率高等优点。由于轮压要求低，现有堆场经过简单改造即可使用。有的场地可将钢板铺在路面作为车道，大大降低了堆场的基础投资。

2. 集装箱货场、中转站和铁路场站

轻型RTG可以承担整个集装箱货场、拆装箱库、中转站和铁路场站场地上的集装箱装卸搬运工作。用户可以根据堆场实际情况选择适合的跨距、起升高度和速度等参数。

3. 钢材等件杂货货场

换装吊钩后，轻型RTG可用来吊装钢材等件杂货，如钢卷、各种型材等。

4. 煤炭等散货

四卷筒组合控制技术可以与抓斗的升降、开闭控制相结合，实现抓斗的控制，用于港口、铁路货场煤炭运输的倒装作业等场合。

6.5.5 主要技术参数及产品选用

选用轻型RTG时，主要技术参数的确定可参照轮胎式集装箱门式起重机的相关章节。同时应关注以下几点。

1. 调动灵活和轮压低的特点

由于投资限制等原因分批建设的集装箱码头和场站，可考虑购置轻型RTG。一方面轻型RTG的轮压低，对场地的要求不高，可以降低场地处理的基础投资；另一方面该机型机动灵活，可在多个场地间转场调配使用，提高了设备利用率。

2. 与RMG和集装箱正面吊相比较的优势

与机动性更强的燃油动力集装箱正面吊相比，电力驱动的轻型RTG具有对环境的污染少、能源成本低、维护成本低、堆场利用率高、倒箱率低等优点，但机动性不如集装箱正面吊灵活。

虽然目前轨道式集装箱门式起重机(RMG)在集装箱堆场的应用呈上升趋势，但RTG使用市电供电后，仍具有RMG不可替代

的优点。与RMG相比，轻型RTG可节省堆场基础投资和设备投资，并可在全堆场范围内灵活调动。

3. 多方面考虑经济因素

轻型RTG的初始投资低，不用像RMG需要牢固的轨道基础。轻型RTG采用电力驱动，其运营的能耗成本与相同参数的RMG基本相同。唯一不同的是轮胎为易损件，但一般更换周期在5年以上，其购置成本与RMG昂贵的轨道基础投资相比微不足道。

4. 根据规划和投资情况选择供电方式

轻型RTG的供电方式有柴油发电机组式、滑触线式（刚性和高架）和电缆卷筒式。目前国家的相关规定中已不推荐RTG正常工作时使用柴油发电机组供电方式，但是考虑到一些地区在电力供应紧张时段经常停电，以及转场的方便，柴油发电机组可作为备用电源。一般规模小、RTG数量不多的码头宜采用电缆卷筒方式供电。

轻型RTG的主要技术参数及性能见表6-33，供选型时参考。

6.5.6　技术标准与规范

轻型RTG的设计、制造、使用和维护的主要标准规范为轮胎式集装箱门式起重机相关标准规范，见表6-34。

表6-33　轻型RTG的主要技术参数及性能

项目		参数
额定起重量(吊具下)/t		重箱：30.5 /35 /40.5
		空箱：10
堆码层数(ISO标准集装箱)		重箱：过3堆4～过5堆6
		空箱：过5堆6～过7堆8
起升高度/m		重箱：12.2～18.3
		空箱：18.3～24.3
跨度(跨箱数)/m		17(4+1)
		20(5+1)
		23.47(6+1)
		30(8+1)
起升速度/(m/min)	重载	15～25
	空载	32～50
小车运行速度/(m/min)		60～72
大车运行速度/(m/min)		40～70
最大轮压/t		25

表6-34　轻型轮胎式集装箱门式起重机相关标准与规范

序号	编　号	标准名称
1	GB/T 14783—2009	《轮胎式集装箱门式起重机》
2	GB/T 19912—2005	《轮胎式集装箱门式起重机安全规程》
3	JT/T 806.1—2011	《电动轮胎式集装箱门式起重机　第1部分：总则》
4	JT/T 806.2　2011	《电动轮胎式集装箱门式起重机　第2部分：刚性滑触线式》
5	JT/T 806.3　2011	《电动轮胎式集装箱门式起重机　第3部分：高架滑触线式》
6	JT/T 806.4　2011	《电动轮胎式集装箱门式起重机　第4部分：电缆卷筒式》

6.5.7 技术发展趋势

1. 节能环保化

在轻型RTG的普通变频调速系统中，大车和小车运行机构制动时所产生的能量以及起升机构的载荷势能都被变频器的制动电阻器以热能的形式消耗掉，既浪费能量又影响环境，如能对这部分能量加以回收利用，将可以有效地降低能耗。

另外，在同一时刻相邻变频器驱动的电动机有的处于电动状态，有的处于发电状态，处于电动状态的电机消耗能量，处于发电状态的电动机产生能量。产生的能量或通过能耗制动以热量的形式散发出去，或通过能量回馈单元返回到电网中去，如果能够将发电状态电动机的能量直接传给电动状态的电动机，则可以实现系统内的多台电动机间电动状态和发电状态之间的能量互相利用。

四卷筒控制的小车在运行过程中，一侧的电动机处于耗电状态，另一侧的电动机处于被拖动的发电状态。传统的电控方式中两台电动机由于采用不同的变频器控制，互相之间没有任何关联，因此能量不能够回收利用，这就导致了在小车运行过程中有一侧电动机在从电网中吸收电能，而处于被拖动状态的另一侧电动机所发的电则被消耗在制动电阻上。

轻型RTG通过整流/回馈技术、逆变技术和PLC控制技术，可配置能量回收利用系统。当系统内电动所需能量大于发电产生的能量时，整套系统从电网中吸取能量；当短时间内发电产生的能量大于电动所需能量时，系统中多余的能量通过能量回馈单元返回到电网中，实现了再生能源的合理利用。

除了能量回馈技术外，超级电容、调速柴油机、蓄电池和锂电池等节能技术在轻型RTG也有较广的应用前景。

2. 起重机轻量化技术

轻型RTG除了优化整机结构形式布置实现轻型化外，还可以采用起重机轻量化技术进一步降低整机重量。

1) 优化整机结构形式

结构的轻量化设计包括形状优化、尺寸优化和拓扑优化。通过多目标优化设计理论及有限元等分析软件，以整机重量最轻等为目标，对各个工况下的载荷进行优化计算。改变结构设计中传统经验公式取值做法，通过计算做到结构最优，在减轻自重的同时提高起重机的可靠性和使用寿命。

2) 合理选用轻质材料

合理使用新材料和轻质材料，如高强度钢、塑料、玻璃纤维或碳纤维复合材料、铝合金、镁合金、陶瓷等。

(1) 选用高强钢代替普通钢

由于高强钢强度比普通钢强度高，在等强度条件下，用高强钢制作钢结构比用普通钢制作的钢板厚度或者截面尺寸小，从而使结构重量减轻。如起重机钢结构的材料用Q345B代替Q235B材料，强度高、耐蚀性好，据测算重量可降低20%～30%。

目前在集装箱正面吊的钢结构中已采用Q460钢材，随着钢材材质和焊接技术的提高，RTG也可应用Q460或性能更高的钢材，以达到钢材减轻、强度增加的要求。

起重机司机室通常随小车一起移动，其重量对整机的重量影响较大。可采用高强钢薄板制造司机室，以进一步降低移动载荷的重量。

(2) 选用复合材料

工程塑料具有强度高、密度低、耐腐蚀等特点，具有优良的综合机械性能，但价格较高。

在设计中可选用MC尼龙滑轮，它不仅具有自润滑功能，可以延长钢丝绳的使用寿命，重量轻，方便高空安装，同时可减轻小车等机构重量。

此外，电动机、制动器等罩壳采用玻璃钢等轻质材料，不仅可减轻重量，而且方便维护和保养。

3) 选用集成零部件

对零部件进行集成化设计、功能整合、模块化设计，应用功能集成技术，减少冗余的零部件，不仅能够降低重量，而且可减少故障点。

大车和小车驱动采用三合一驱动方式，即电动机、制动器和减速器合并组装成一个部件，可使运行机构紧凑、体积小、重量轻。与传统的分散式布置相比，实现了高度集成化，并

降低了机构重量。

大车运行机构具有转向功能，利用回转轴承来实现，可以替代传统的"立轴＋滚动轴承"结构形式，布置简单，集成度高。

4）优化制造方法

焊接和铸造是机械零部件的主要制造方法，应用在不同的场合具有不同的特点，但从轻量化的角度考虑，在满足零部件机械性能的前提下，同等性能的焊接件比铸造件重量轻。

对于异形构件，利用高压成形技术取代传统的焊接方式，可降低因焊接增加的重量和制造成本。

另外，在制造过程中，优化制造方法，选用合适的焊接方法，降低焊材的使用量，可减少对环境的污染，做到低耗材、低污染的绿色制造。

3. 装卸物种的多样化、大型化

轻型 RTG 不仅能够装卸集装箱和钢材等件杂货，而且能够装卸煤炭等干散货。其以机动灵活、对堆场基础要求低、技术参数适用性强等优势广泛地应用于各类货物的作业装卸。

另外，随着集装箱船舶超大型化发展，国内外一些港口选用了双箱吊具岸边集装箱起重机，为了适应这种发展趋势，应同时提高集装箱堆场的作业效率，RTG 也需要提高装卸能力，实现双箱吊具作业，双集装箱的最大起重量可达 70 t。

4. 整机控制智能化

随着网络化、信息化和自动化技术的发展，RTG 应用的智能化控制技术越来越多，使得 RTG 的运行更加智能、安全可靠。如采用差分全球定位系统（differential global positioning system，DGPS）的大车自动导航和吊具的自动对箱系统、胎压和载荷状态的安全监控管理系统等。

地震多发地带（如日本）考虑到轨道容易变形，且地基工程造价高，集装箱码头堆场，包括自动化集装箱码头堆场，均采用 RTG，通过导航和通信等软硬件系统的集成优化设计实现了 RTG 在自动化集装箱码头的智能运行。

6.6 集装箱起重机配套件及维修保养

材料、配套件的选择决定了起重机的先天优势，而后天的维护和保养则是保证起重机安全可靠运行的关键。本节对集装箱起重机常用材料、配套件和维护保养内容作简单介绍。

6.6.1 制造材料

起重机根据部件功能的不同，选用的材料也不同。一般来说，主结构多采用国标 Q345 或美标 A709 或欧标 S355 材料，具体型号需根据起重机工作地区温度进行选择。由于国标材料在中国比较容易采购，越来越多的用户开始接受 Q345 作为主材。辅材采用 Q235，主要用于结构上的平台支承等。此外，机构部件由于其应用部位和加工方式的不同，材料也不相同。常用部件材料见表 6-35。

表 6-35 常用部件材料

部件名称	加工方式	材料
主结构	—	Q345 或 A709 或 S355
车轮	锻造	42CrMo
	铸造	ZG42SiMn
滑轮	锻造、焊接	35CrMo（仅外圈）
	铸造	ZG35CrMn
轴	—	45、35CrMo、42CrMo
卷筒	—	同主结构材料
其他主要受力构件	—	同主结构材料
其他辅材	—	Q235

6.6.2 配套件

起重机上配套件的质量直接决定了起重机的可靠性。因此，为了保证起重机的性能，配套件需选用质量信得过的产品。常用配套件品牌可参考表6-36。

表6-36 起重机常用配套件品牌一览表

名称	功用	常用品牌举例
主减速器	在电动机和工作机构之间起匹配转速和传递扭矩的作用	ZPMC、SEW、Flender
制动器	用于起重机各机构的减速和(停车)制动。一般设在机构的高速端，对于重要机构(如岸桥的起升、俯仰机构)还会在低速端增设安全制动器	江西华伍、Bubenzer、Sibre
联轴器	用于连接电动机和减速箱或减速箱与卷筒间的两根轴(主动轴和从动轴)，使之共同旋转以传递扭矩	宁波伟隆、Malmedie、Bubenzer、Sibre
钢丝绳	用于牵引活动负载的垂直或水平运动的重要构件。集装箱起重机上一般采用钢芯、绳芯的线接触或面接触钢丝绳	TOKYO、神钢、DSR、Kiswire、贵绳、巨力
大车电缆卷盘	盘绕高压电缆，随起重机的移动收放及张紧高压电缆	宁波伟隆、Stemmann
吊具电缆卷盘	盘绕吊具电缆，随着吊具的上下收放及张紧吊具电缆	宁波伟隆、Stemmann
载人电梯	将司机或维修人员及随身工具从地面垂直安全运送到起重机上的各个停靠层	ZPMC、沈阳电梯、沈阳龙昌、Alimak
电缆拖令/拖链	主小车供电组件，固定小车电缆	拖令：宁波伟隆、Wampfler 拖链：宁波伟隆、IGUS
吊具	装卸集装箱的专用属具	ZPMC、Bromma、RAM、Stinis
缓冲器	当起重机上小车/大车与车挡碰撞或起重机之间相互碰撞时能吸收撞击能量，对起重机整体起到保护作用	ZPMC、OLEO、辽宁清源
夹轮器	用于集装箱起重机工作状态下的防风和非工作状态下的辅助防风，安装在钢质从动车轮上，起重机大车不运行时制动从动轮	ZPMC、Sibre、Bubenzer、Hilmar电子机械式轮边制动器：长沙三占
顶轨器	用于集装箱起重机工作状态下的防风和非工作状态下的辅助防风，一般安装在起重机大平衡梁结构下	ZPMC、Hilmar
室内行车	安装在机器房内，用于维修、安装机房内的各部件	ZPMC、沈阳行车、KUHNEZUG(德国)、Eurocrane
司机室	司机操作、控制起重机的场所，同时起到确保司机作业安全的重要作用	ZPMC、Merford、Brieda
滑轮	主要起牵拉负载、改变施力方向和大小的作用	ZPMC、海之杰
液压元件	包含液压缸、电磁阀、液压泵等元件，组成液压传动装置	威格士、力士乐、Parker、华德、力源、麦塔雷斯
整机油漆	对起重机钢结构表面起到防锈、防腐功能，确保结构件的长期有效工作	ZPMC、海虹、佐敦、国际

续表

名　称	功　用	常用品牌举例
电控系统	集装箱起重机的驱动系统、控制系统	EZ（ZPMC）、ABB、Siemens、Yaskawa、TMEIC
主电机	起升、小车、俯仰、大车的驱动动力源	Fuji、Siemens、ABB、Yaskawa
高压开关柜	高压变压器保护	厦门 ABB、上海 Siemens
高压变压器	将集装箱起重机整机高压供电变换成低压驱动电压、辅助供电电压	上海 ABB、上海 GE、特变电工、中电电气、海南金盘
高压卷盘电缆	集装箱起重机整机高压供电电缆	上上、Prysmian、Tratos
拖令电缆	司机室供电、传输信号	Prysmian、南洋电材(低速)、BIW
拖链电缆	司机室供电、传输信号	IGUS、Prysmian
吊具电缆	吊具供电与控制	南洋电材、Prysmian
投光灯	码头面工作区、船侧工作区照明	东升电子、Philips、GE、Phoenix
照明灯	电气房、机器房、司机室、理货室等房间照明	远东照明、东升电子、Phoenix
步道灯	安装在整机走道上，作为走道照明	东升电子、海星灯具、富鸿照明、南华、Phoenix
凸轮限位	安装在起升和俯仰的卷筒轴上，实现起升、俯仰的行程保护	Gessmann、宁波伟隆、Stromag
超速开关	安装在起升和俯仰的卷筒轴上，实现起升、俯仰的超速保护	Torq、Huebner Berlin
其他限位开关	位置信号检测	Schmersal、Turck、P + F、TE、Honeywell
联动台	司机室操作台，实现对起升、小车、大车的运行控制	ZPMC、Spohn、MERFORD
空调	安装在电气房、PLC 房内，保证电气设备正常运行；安装在司机室内保证设备正常工作、操作人员舒适性	Carrier、York、三菱重工、Haier、Daikin、LG、Toshiba-Carrier、Friedrich
重量传感器	检测吊载重量，还起到超载警告与保护、松绳保护、偏载保护等作用	宁波柯力、Hirschmann、Tecsis、Magtrol
编码器	位置检测	Fraba、P + F、Leine & Linde、ELCO
风速仪	检测风速，作为大风报警与停机保护	峥宇气象、南华机电、KRIWAN、Lambrecht
航空灯	安装在梯形架顶和前大梁头部，对过往的飞机起警示作用	南华机电、IDMAN、Point Lighting、Unimar
通信系统	安装在大车、司机室、电气房等，作为集装箱起重机内部的通话联系	南华机电、上海埃斯沃通信、上海邮通、Comtrol

注：以上信息来源于上海振华重工(集团)有限公司(ZPMC)。

6.6.3 维修和保养

对于一台制造质量良好的集装箱起重机，维修保养是保持设备处于良好状态的重要因素。及时的维护保养对于设备是否能达到或超过预期使用寿命具有重要意义。维护保养指对起重机械进行清洁、润滑、检查、调整、紧固、防腐、更换易损件和失效的零部件等，包括日常维护保养和年度维护保养。日常维护保养是重点针对主要受力结构件、安全保护装置、工作机构、操纵机构、电气（液压、气动）控制系统等进行的维护保养。年度维护保养是指在做好日常维护保养的基础上，对整机进行的维护保养。

1. 基本要求

(1) 在役起重机械每月至少应进行一次日常维护保养，每年至少应进行一次年度维护保养，并做好相关记录，以保持起重机械的正常使用状态。日常维护保养内容见表 6-37。年度维护保养内容请见项目维修手册。

(2) 停用 1 个月以上的起重机应有停用记录，使用前应进行一次维护保养。

(3) 现场从事维护保养的作业人员至少 2 名，其中持有机械维修和电气维修作业资格证的各 1 人。

2. 维护人员要求

维护人员对起重机进行所有必要的维护时，应遵照制造商提供的维护手册并遵守安全工作制度。维护人员应符合以下条件：

(1) 具备相应的文化程度；

(2) 熟悉所维修的起重机械及其危险性；

(3) 受过相应的教育和培训，包括学习特种设备使用方面的相关课程；

(4) 熟悉起重机械维护的有关工作程序和安全防护措施。

3. 台账和档案

应建立起重机械维护保养台账和档案。档案应一台一档，从建档开始，至少保存至设备退役。

1) 起重机械维护保养台账

起重机械维护保养台账至少应包括：

(1) 所有维护保养合同的目录；

(2) 起重机械维护保养汇总表，包括使用单位名称、地址、联系人和联系电话，制造单位名称、规格型号、安装位置、设备编号、使用登记证编号、维护保养起止时间、定期检验时间、维护保养责任人等内容。

2) 起重机械维护保养档案

起重机械维护保养档案至少应包括：

(1) 起重机械基本情况表；

(2) 日常和年度维护保养记录；

(3) 故障记录；

(4) 安全隐患、事故及应急处置记录。

4. 维护程序

起重机进行重大调整或检修之前，应采取以下预防措施：

(1) 起重机械应开到指定的位置，避免与作业区内的其他起重机械互相干扰；

(2) 在同一轨道上有其他起重机械作业时，应在轨道上设置停止器或其他装置，避免对起重机械的维修工作造成干扰；

(3) 当在轨道上不能设置临时的停止器时，应在有利于观察的位置上安排信号员，以提示司机注意接近维修工作区的情况；

(4) 全部控制装置应置于零位或空挡位置；

(5) 除了用于试验，应把主开关或紧急开关置于断路位置并锁住；

(6) 应指定人员设置警示标志牌。

起重机械调整或检修后，拆除并移去维修设备，全部安全装置应重新检查调整，并应达到其相应的功能，完成有关规定的试验后，起重机械才能投入使用。警示标志牌应由指定人员拆除。

各种类型的集装箱起重机有其各自的技术和使用特点，因此在实际的起重机维修保养中，用户除应按照起重机制造商提供的维修保养手册实施外，还应根据自己使用的特点和实际维修的情况，制定科学的维修管理办法，以保证起重机始终以正常、良好的状态投入营运。另外，所有零部件供应商都提供了相应独立的零部件使用维修手册，维修这些零部件时，应详细阅读这些手册。

表 6-37　起重机日常维护保养项目及内容

序号	维护保养项目	维护保养内容
1	主要受力结构件	检查起重机主梁、小车架等金属结构状况，如出现失稳、严重锈蚀、塑性变形或开裂等现象，应进行修理或直接报废
2	连接部件	检查受力构件、电机、减速箱、制动器、联轴器等连接部分的螺栓，观察螺栓是否松动缺损，若有，应重新紧固或添加螺栓
3	吊具	检查吊具转动是否灵活无卡阻，必要时更换
4		检查吊具是否存在变形、裂纹，必要时更换
5	制动器	观察制动盘表面、推杆补偿行程是否正常，必要时调整各制动器制动力矩
6		检查制动器销轴、制动衬垫、制动盘等零部件，如有裂纹、异常或过度磨损、塑性变形、缺件等缺陷，更换零部件
7		检查各转动、摆动点润滑情况
8	钢丝绳	吊具升至上极限时检查卷筒上钢丝绳可见部位，不应有断丝超标、磨损过量及严重腐蚀等现象；检查钢丝绳润滑情况
9		吊具降至下极限时检查可见部分钢丝绳，不应有折弯、压扁等变形
10		检查卷筒上钢丝绳，应编排整齐，不应有跳槽、压绳等现象
11		检查钢丝绳端部固定情况，应满足相应要求，否则应进行调整，并保证有足够的安全圈数
12	导绳器	工作平稳正常，滑移无卡阻，螺栓无松动
13	环链	检查环链，如有裂纹、开焊、变形等缺陷或磨损量超标时，进行修理或更换
14	卷筒	检查卷筒，如有裂纹、过度或异常磨损，进行更换
15	滑轮及滑轮组	检查滑轮，如出现裂纹、轮缘破损等损伤钢丝绳的缺陷或过度磨损时，进行更换；做必要的润滑，保证滑轮转动灵活；检查和调整滑轮防脱绳装置；检查外罩两侧，止退螺帽应无松动
16	减速器	工作正常，无异常声响、振动、漏油、异热
17		检查油位是否在油尺刻度范围内，按说明书要求及时添加或更换
18	联轴器	零件无缺损，连接无窜动，运转时无异声，柔性件无老化、异常
19	电动机	检查电动机工作声音、振动有无异常，两端轴承润滑是否正常
20	大车、小车轨道	调整并紧固，确保轨道接头间隙、轨道高低差符合相应要求；如轨道出现裂纹、严重磨损等现象，进行更换
21	缓冲器、端部止挡	检查并紧固缓冲器和止挡装置，如有缺损，进行修理或更换
22	总电源开关	无缺损、操作松紧适度
23	防倾覆安全钩	无变形，与主梁间隙合适
24	扫轨板	无变形
25	防护罩、防雨罩	各个防护罩及防雨罩应稳固、齐全、无破损
26	司机室	检查司机室悬挂部位有无脱焊、裂纹、螺栓缺少或松动现象
27		检查司机室内应无裸露的带电体
28		检查司机室门、窗、玻璃及门锁，如有缺损进行补齐或修复
29		保持司机室清洁、视线清晰
30	音响信号、指示信号	警铃工作正常，响度适合；指示信号清晰

续表

序号	维护保养项目	维护保养内容
31	操纵部分	各个按钮应灵活有效，操纵杆下部绝缘保护无破损，紧急停止按钮不可自动复位
32		各个机构操纵灵活、无卡阻，零位手感明确
33		便携控制装置外壳不得破损，控制按钮标识、功能正确齐全
34	安全装置	各个运动方向的极限位置限制器灵活可靠
35		短路、失压、零位、过流、超速保护正常可靠
36		通道口电气联锁装置有效，不应有拆除、短接、绑扎等现象
37		防风抗滑装置及其电气联锁装置正常可靠
38		起重量限制器、起升速度转换联锁保护装置、偏斜显示和自动纠偏装置齐全、有效、工作可靠
39	配电装置	带电指示装置齐全、有效；电缆收放装置齐全灵活；集电器接触可靠
40	控制柜(台)及电气设施	控制柜门开关灵活且门锁可靠
41		控制柜内电器线路及元器件无烧焦、发热、融化痕迹；元器件无外表破损；罩壳无掉落；固定螺栓无缺少、松动
42		电气连接可靠，接线不老化、破损
43		各段线路线标清晰；线路无发热，无绝缘破损
44		各接线柱、接触器、继电器接触良好，灭弧装置齐全
45	起重机上所设照明	检查照明装置，如有缺损，进行更换或修理；确保照度及供电电压符合相应要求
46	设备运行	通电，各安全装置试验合格后，进行空载起升、运行试验，各控制运行功能工作正常，控制灵活；运行平稳；各机构运行无异常声响
47	其他	起重机各部位应保持清洁，无积尘、积油、积水
48		起重机上及通道、走梯、平台无堆物，无易燃物
49		走台、通道栏杆完好且牢固

第7章

其他类型港口起重机

7.1 港口固定式起重机

7.1.1 概述

港口固定式起重机是指固定在基础上或支承在基座上只能在港口原地工作的臂架式起重机。

1. 机型特点

(1) 固定式起重机外形上与门座起重机、台架起重机相比,有起升、变幅、回转功能,但没有大车运行机构;金属结构有臂架、人字架(或立柱)、转盘和支承圆筒(或定柱、转柱),但没有门架结构。

(2) 只能在固定位置作业,作业范围有限。

(3) 设计时不用考虑整机稳定性,但必须验算地基以及地脚螺栓和结构件的强度。实际使用中不允许超负荷作业。

(4) 相对门座起重机而言,固定式起重机结构相对简单,制造方便,造价比较低。

(5) 与海港岸边起重机相比,作业效率一般比较低。

2. 应用范围

固定式起重机一般采用吊钩或抓斗进行件杂货、散货的装卸作业,吊钩下增加集装箱吊具也可以进行集装箱的装卸作业。

固定式起重机主要用于需要频繁起吊装卸作业的固定场所,如港口、内河码头、库场、货场,以及水泥厂、钢厂、电厂、粮库等场所。

7.1.2 机型分类

根据变幅性质,可分为非工作性变幅固定式起重机和工作性变幅固定式起重机;根据臂架形式不同,分为单臂架固定式起重机和四连杆组合臂架固定式起重机;根据变幅驱动形式,分为柔性变幅固定式起重机和刚性变幅固定式起重机。如果固定式起重机安装在船上,则被称为浮式臂架起重机或克令吊,对这部分本章不作描述。

1. 非工作性柔性变幅固定式起重机

1) 外形特点

港口固定式起重机的外形与圆筒门架式门座起重机的圆筒立柱以上部分基本相似,其外形如图7-1所示,主要技术参数见表7-1。

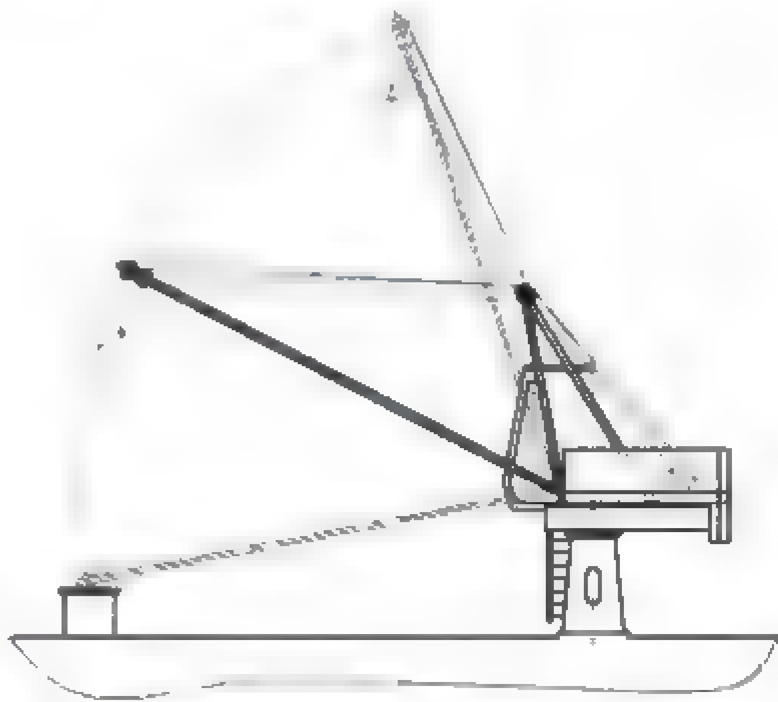


图7-1 非工作性柔性变幅固定式起重机

表 7-1 非工作性柔性变幅固定式起重机主要技术参数

型号	最大起重量/t	最大起重力矩/(t·m)	臂长/m	最大幅度/m	起升高度/m		工作速度			容量/kW	自重/t
					基础面上	基础面下	起升/(m/min)	变幅/(m/min)	回转/(r/min)		
DZ02	2	9	9	7	7.5	4	40	25	2	31.5	4.75
DZ03	3.2	20	12	10	11	4	60	25	2	33.5	7.6
DZ05	5	24	13	11	11	6	60	10	2	33.5	10.5
DZ08	8	30	15	12	14	6	60	10	2	53.5	13.5
DZ10	10	118	15	12	10	6	50	20	2	68.5	17.2
DZ16	16	591	18	14	18	6	60	25	1.8	71	27

2）结构特点

此类固定式起重机为单臂架式起重机。其臂架由角钢焊接而成，断面为矩形，桁架式结构；人字架一般用型钢焊接成人字形结构；转盘用工字钢或槽钢为主梁组成转盘结构；底座为圆筒形。整个结构简单，制造方便。

3）主要机构驱动方式及布置形式

起升、变幅、回转由电动机分别驱动，采用钢丝绳柔性变幅。因变幅机构是非工作性机构，起升变幅机构合成一体，合用一个电动机，操作时通过离合器进行。

起升、变幅机构传动链为：电动机→制动器/联轴器→减速器→离合器→起升卷筒或变幅卷筒。由卷筒卷绕钢丝绳使货物上升、下降或使用臂架俯仰。

回转机构的传动链为：电动机→制动器→减速器→齿轮副及滚轮（由小齿轮与大齿圈啮合传递动力并由滚轮与轨道支承作 360°回转运动）。

起重机上部支承在大轴承或滚轮上。

4）操作和控制

由凸轮控制器的主令控制器来控制电动机执行各机构电动机的正反转。其操作性能可靠，使用维修方便。

起升、变幅机构用电磁制动器来制动，回转机构用脚踏制动器来制动。

5）适用范围

这种类型的固定式起重机构造简单、制造容易、使用方便、成本低廉，适合于内河小型码头和简易码头装卸 30～500t 的船舶以及小型堆场装卸件杂货和散货。

2. 工作性柔性变幅固定式起重机

1）主要技术参数

工作性柔性变幅固定式起重机外形如图 7-2 所示，主要技术参数见表 7-2。

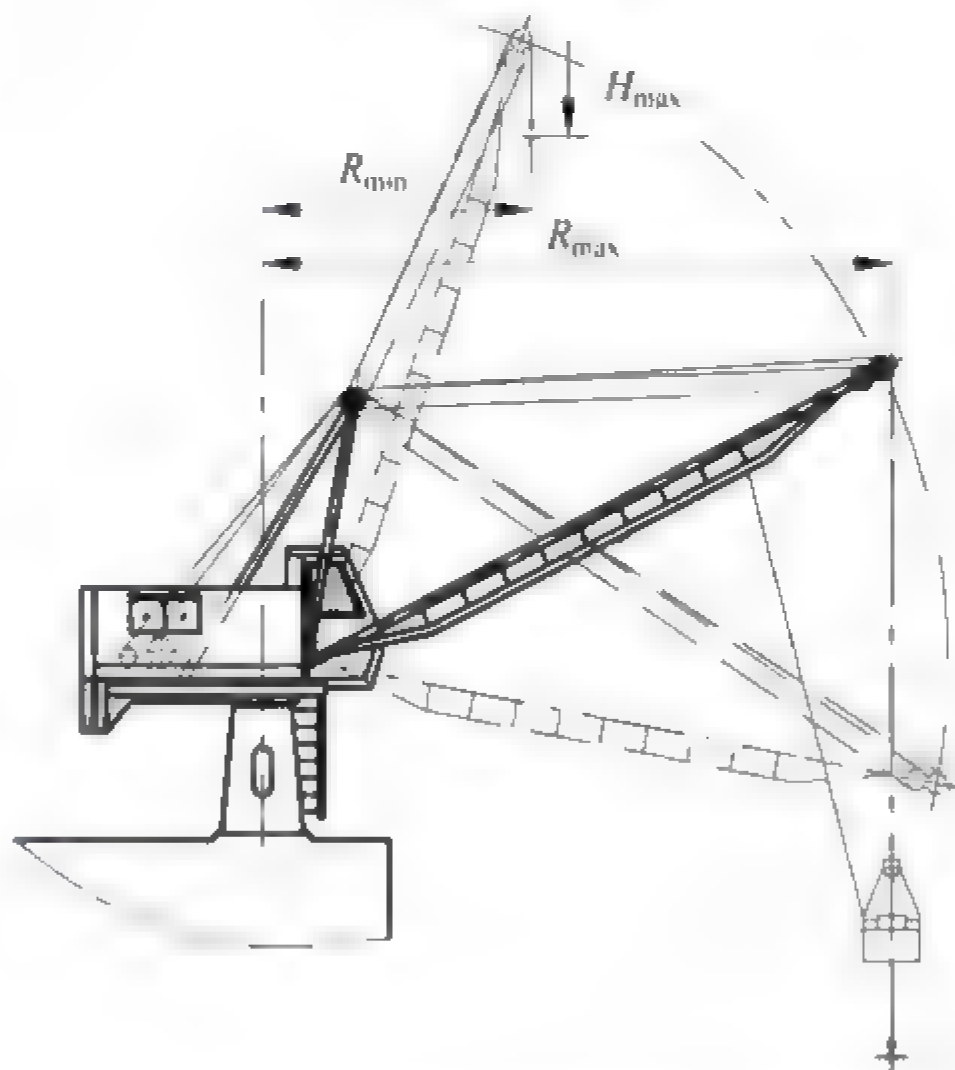


图 7-2 工作性柔性变幅固定式起重机

2）结构特点

此类起重机采用三角形框架结构，主要由钢管焊接而成，制造简便、质量小、维修方便。人字架、转盘、底座由槽钢焊接成人字形结构。转盘采用工字钢结构。底座采用圆筒结构。

3）主要机构驱动方式及布置形式

起升、变幅、回转由电动机分别驱动，各成独立系统，可单独动作，也可联合动作，采用钢丝绳柔性变幅。

表 7-2　工作性柔性变幅固定式臂架起重机主要技术参数

型号	起重量/t	工作幅度/m		起升高度/m		工作速度			容量/kW
		最大	最小	基础面上	基础面下	起升/(m/min)	变幅/(m/min)	回转/(r/min)	
GZ02	2	9	4	8	4	30	12	1.75	22
GZ03	3.2	12	4.5	12	6	30	15	2	37.4
GZ03	3.2	15	6	16	8	30	20	1.5	45
GZ05	5	13	4.5	12	6	30	15	1.3	80
GZ05	5	15	6	17.5	15	40	21	2	93
GZ05	5	25	9	18	10	45	21.4	1.41	104
GZ08	8	12	6	12	10	20	17	1.53	82
GZ10	10	15	6	8	10	33	18	1.4	118
GZ16	16	14	7	10	10	36	24	1.5	217
GZ25	25	15	6	15	8	15	18	1.38	184

起升机构传动链：电动机→制动器→减速器→卷筒。卷绕钢丝绳使货物上升或下降。

变幅机构传动链：电动机→制动器→减速器→卷筒。卷绕钢丝绳使起重臂俯仰。变幅机构采用双制动器，第二级滞后制动器可使制动平稳，减少臂架振动，安全可靠。

回转机构传动链：电动机→液力脚踏制动器→极限力矩联轴器→减速器→小齿轮→小齿轮与大齿轮啮合作 360°回转。

此类机型倾覆力矩比较小，起重机上部支承在单排四点接触球式轴承或在单排交叉滚子轴承上，运转平稳可靠。

4）操作和控制

使用三相四线 380V/220V 交流电源。从码头供电箱引入交流电，通过起重机内中心集电器引入起升、变幅、回转控制柜。主令控制器控制升、降、增幅、减幅、正转、反转，各有五挡。各机构可单独工作也可联合操作，使用方便，工作效率相对较高。

5）功能特点

(1) 采用单臂架滑轮组补偿系统，保证货物在变幅过程中按近似水平线移动，提高了操作准确性，避免货物上下位移消耗的功，减小变幅功率，提高生产效率。

(2) 采用单排四点接触球式轴承或单排交叉滚子轴承承受上部回转部分的垂直力、倾覆力矩以及水平力，使起重机能灵活自如作 360°回转。如果倾覆力矩过大，应采用双排或三排回转轴承。

(3) 整机明快流畅、性能良好、造价低。

3. 工作性柔性变幅固定式集装箱起重机

1）主要技术参数

设备外形如图 7-3 所示，主要技术参数见表 7-3。

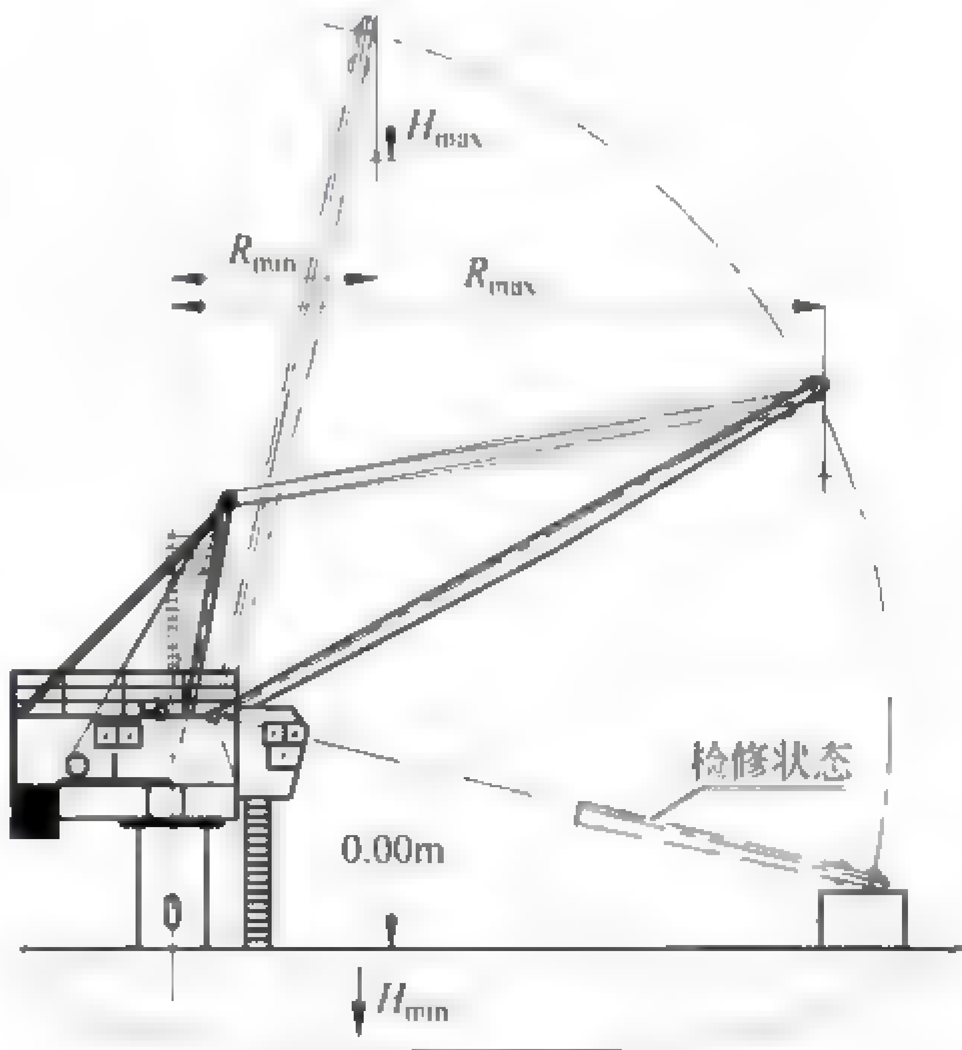


图 7-3　工作性柔性变幅固定式集装箱起重机

2）结构特点

(1) 此类起重臂采用直臂架，结构形式为桁架式。其特点是起重机总体布置简单，臂架制造安装方便，质量小。

表 7-3 工作性柔性变幅固定式集装箱起重机主要技术参数

型号	起重量/t	工作幅度/m		起升高度/m		工作速度			装机容量/kW	自重/t
		最大	最小	基础面上	基础面下	起升/(m/min)	变幅/(m/min)	回转/(r/min)		
GJ3515	35	15	6	15	8	15	18	1.55	127	83
	16					30				
GJ3518	35	18	7	15	10	15	18	1.38	144	116
	16					30				
GJ3524	35	20	9	17	10	15	18	1.38	179	145
	25	24								
GJ3526	35	20	9	17	12	15	18	1.38	190	175
	25	26								
GJ4025	40	20	9	17	10	15	18	1.38	190	160
	25	25								

(2) 人字架采用框架式铰接结构，用槽钢焊接而成。其特点是受力好，解决了人字架的长拉杆经常脱焊问题。

(3) 底座采用圆筒结构，制造安装方便。

3) 主要机构驱动方式及布置形式

主要机构驱动方式及操作和控制与工作性变幅固定式起重机基本相同。其区别在于因吊装 20ft 或 40ft 集装箱，吨位大，要求机构非常平稳和安全。因而在起升和变幅机构中采用涡流制动。这样在集装箱下降时涡流制动器能自动调速达到稳步慢速下降。在变幅时减少整机振动，保证了整机的平稳。另外，其吨位大，机构也庞大。为了减少尾部半径，增加工作幅度，将变幅机构布置在机器房顶。

4) 功能特点

(1) 用简易吊具(手动或半自动)装卸 20ft 或 40ft 国际标准集装箱。

(2) 整机结构简单，性能完备。其特点与工作性变幅固定式臂架起重机相同。

(3) 造价低，生产效率高，可达 15～20 箱/h，二班制时每年平均作业 2 万～3 万箱。

(4) 适用于中小港口码头装卸 300～3000t 集装箱船舶。

以上三种机型均属于简易式小型固定式起重机，采用钢丝绳变幅，没有变幅平衡配重系统，配置较低，造价低，寿命短，适用于短期作业区域，不适合现代专业化码头。

4. 齿条刚性变幅固定式起重机

在专业化码头，作业效率要求更高，固定式起重机逐步大型化，目前普遍采用齿条刚性变幅固定式起重机，其具有变幅平衡配重系统，结构形式合理，控制方式先进，配置较高，工作效率更高，寿命更长，故障率更低，安全性更高。

此种机型的主要技术参数和结构特点以及驱动控制方式与门座式或台架式起重机相似，有直臂架和四连杆组合臂架两种形式，采用齿条刚性变幅，如图 7-4、图 7-5 所示。整机自重为门座起重机的重量减去大车行走和圆筒门架的重量，再加上支承圆筒的重量，主要参数见表 7-4，不同速度、高度和配置重量略有差别。

根据不同作业需要和不同成本控制情况，参数会有一些差异。结构件材料一般采用 Q345B。核心部件回转大轴承一般采用三排滚柱式，其选型计算参考厂家产品样本手册。减速器选用中硬齿面或硬齿面减速器，进口硬齿面减速器目前也广泛使用。

起升、回转、变幅三大机构均普遍采用变频调速系统；控制采用 PLC 控制系统，由可编程序控制器(PLC)和触摸屏共同完成故障显示及报警功能。各机构应有超速、超负荷和极限位置保护。

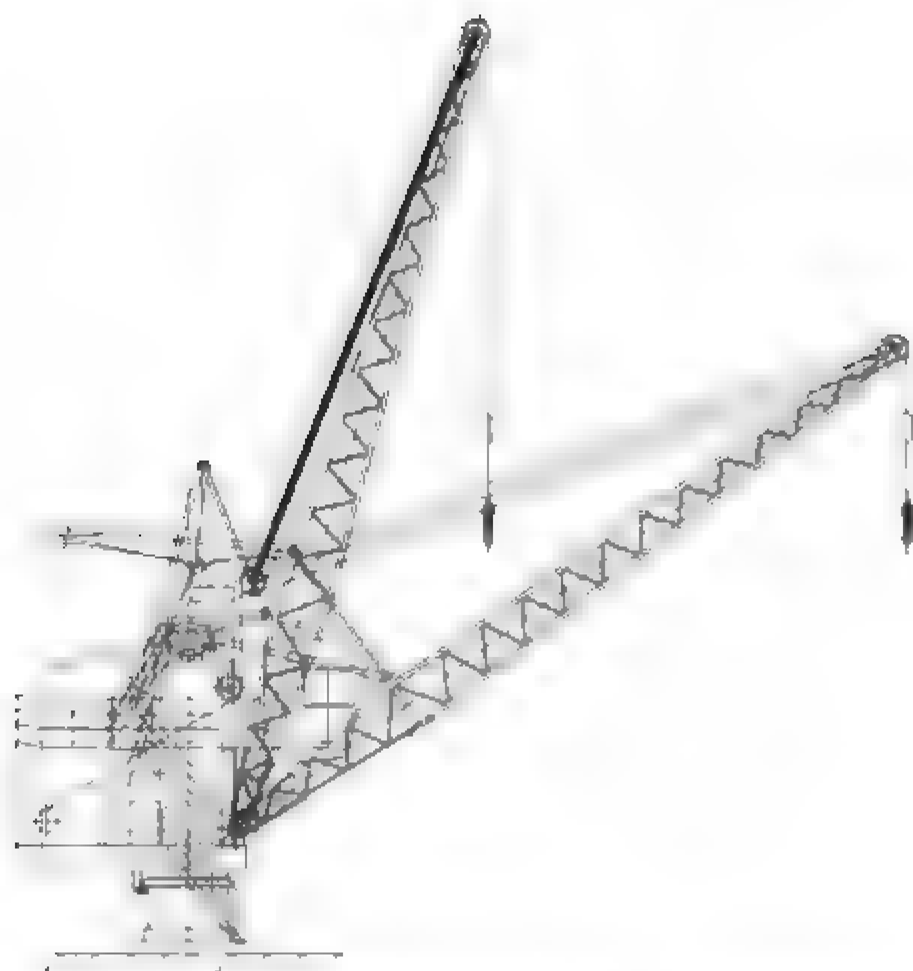


图 7-4 单臂架齿条刚性变幅固定式起重机

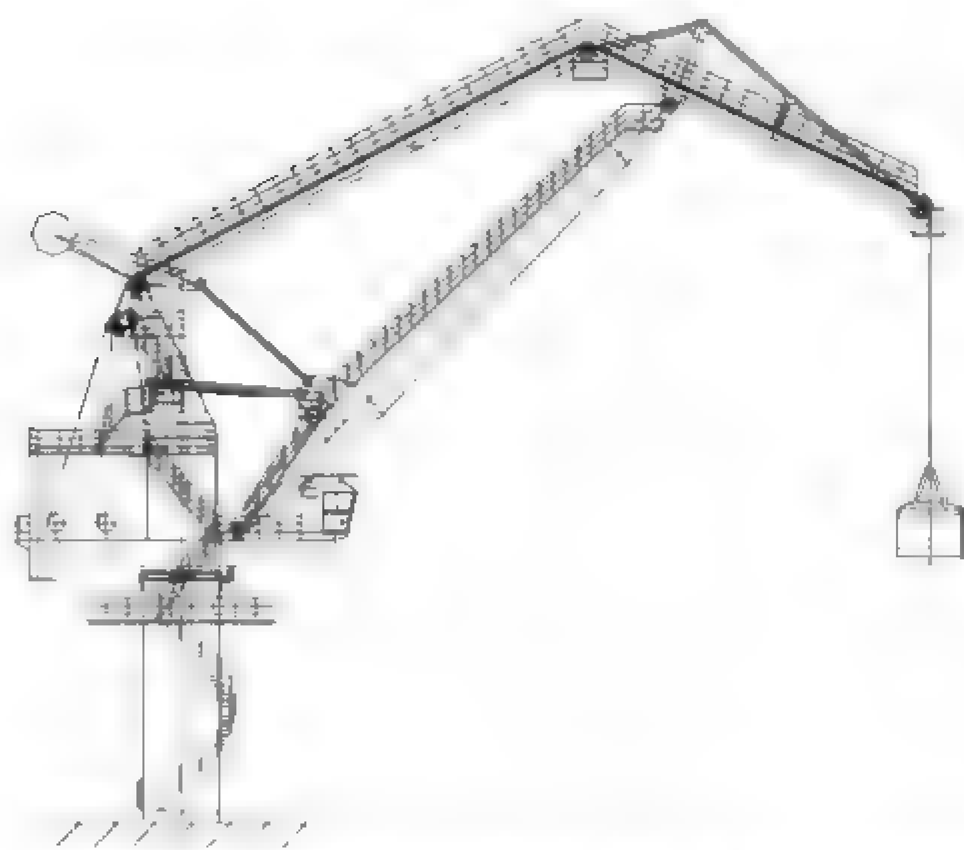


图 7-5 四连杆组合臂架齿条刚性变幅固定式起重机

表 7-4 齿条刚性变幅固定式起重机主要技术参数

型号	起重量/t		幅度/m		自重/t	
	吊钩	抓斗	最大	最小	直臂架	四连杆
GQ0530	5	—	30	8.5	125	140
GQ1025	10	10	25	8.5	135	150
GQ1030	10	—	30	8.5	137	152
GQ1030	10	10	30	8.5	144	160
GQ1630	16	10	30	9	180	200
GQ1633	16	10	33	9.5	195	215
GQ2525	25	—	25	9	168	188
GQ2530	25	16	30	9	200	225
GQ2533	25	16	33	9.5	215	240
GQ4030	40	25	30	9	235	260
GQ4033	40	25	33	10	260	290
GQ4033	40	40	33	11	320	365

5 两种新形式的固定式起重机

1）某港120t固定式起重机

该机为单臂架固定式起重机，采用钢丝绳变幅，可以带载变幅并作360°旋转，可在工作范围内作起升、变幅、回转的单独或联合动作，如图7-6所示。根据工艺规划，起重机门架下方应能通过搬运车辆，因此起重机底座不能做成支承圆筒，故在起重机安装位置码头水工设立4个支承点，支点间距16m×10.5m，通过高度≥5m。因此该机基座模仿门座起重机圆筒门架的结构形式，门架的四支腿固定在基础上。

该机门架的腿梁和横梁均采用箱形梁结构，支承圆筒为薄壁圆筒结构，插进门腿横梁，与下翼板焊接。门腿采用铰轴与地面支座连接，支座与基础采用螺栓连接，如图7-7所示。这种结构形式克服了门腿的弯矩，结构受力更加合理。

2）D12028码头固定式起重机

某港口D12028型120t码头固定式起重机是一种新形式起重机，采用钢丝绳卷筒变幅水平补偿的单臂架和钟罩定柱式旋转支承装置。

该机分机构和结构两部分，机构有起升、

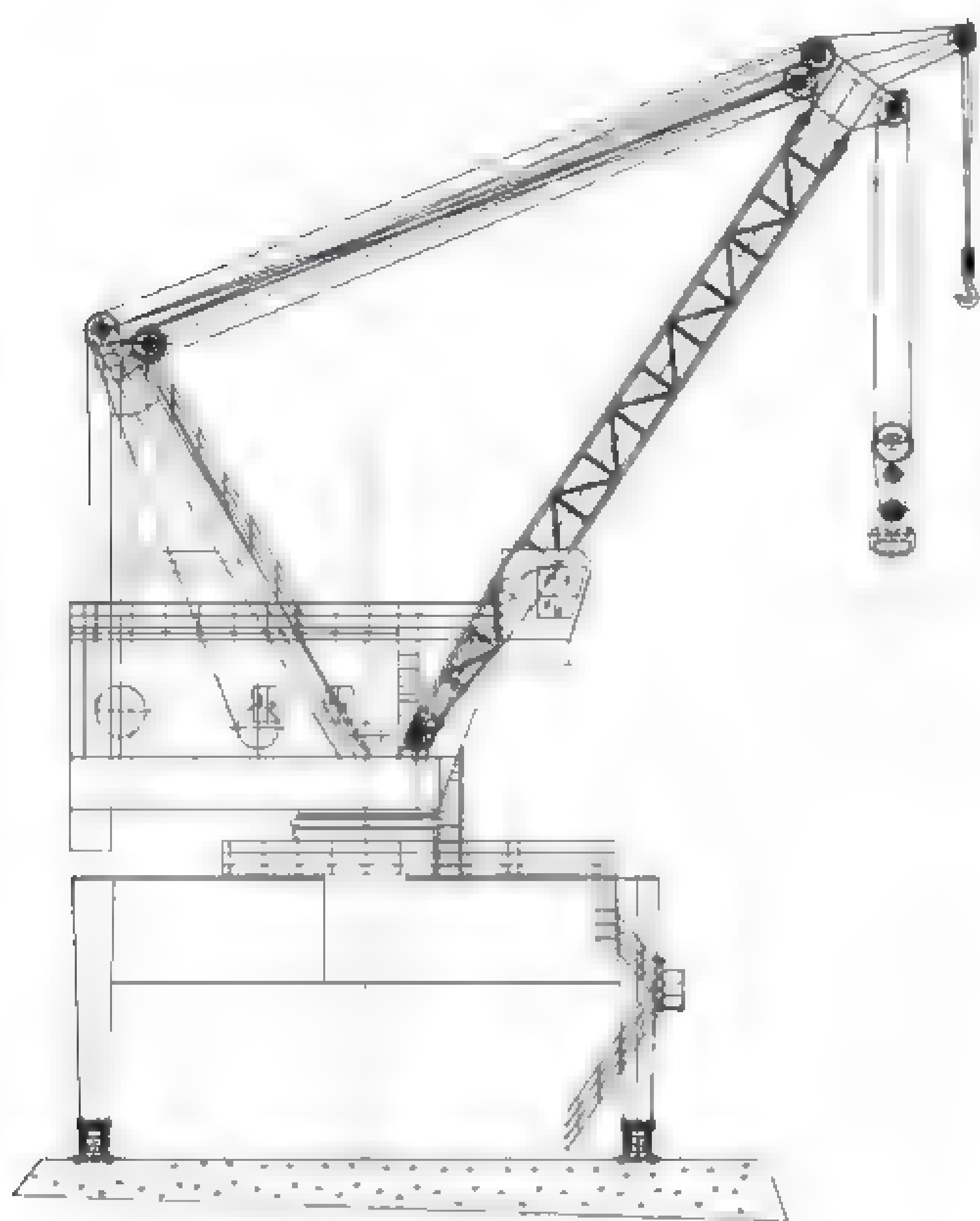


图 7-6　120t 固定式起重机总图

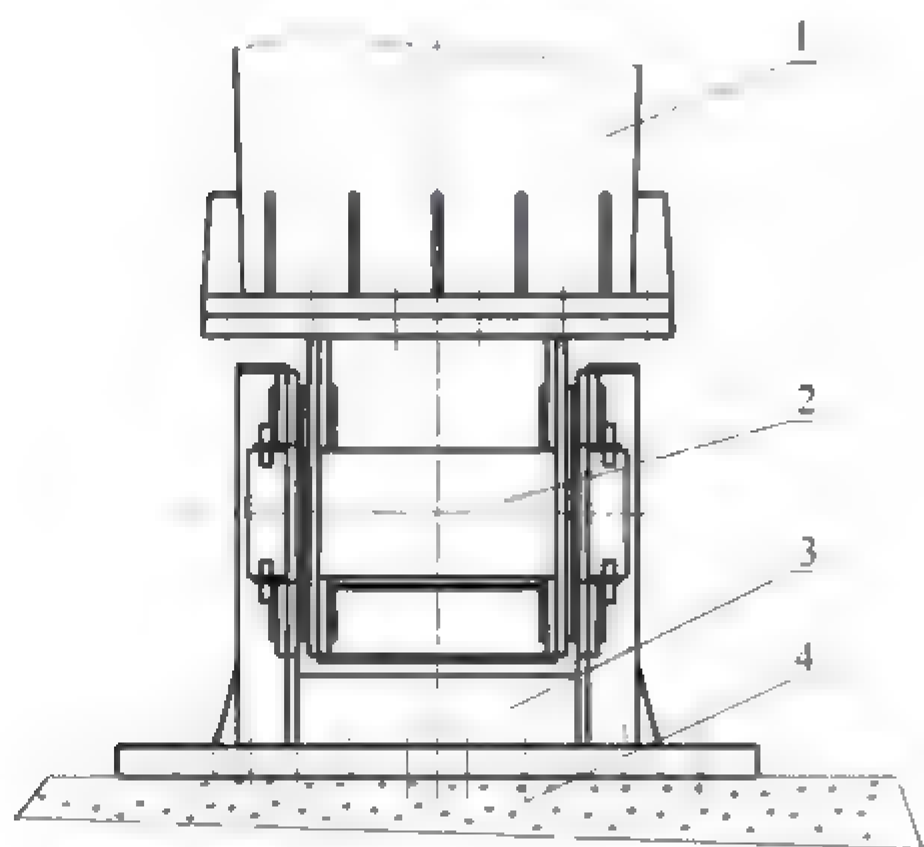


图 7-7　门腿连接形式
1—门腿；2—铰轴；3—支座；4—地脚螺栓

变幅和回转三个机构，结构有臂架、定柱、钟罩、前转盘和后转盘等。其中，臂架结构采用大杆箱形桁架式；钟罩为管子空间桁架结构；转盘分前后两部分，前转盘与钟罩铰接，后转盘与前转盘铰接，并通过拉杆与钟罩上横梁铰接，转盘为箱形板梁结构；定柱上半部为变直径的大圆筒，下半部为等直径的大圆筒结构。

该机采用定柱式回转支承装置。安装在前转盘内的水平滚轮支承装置和安装在定柱头部的向心推力支承装置，可使该机的旋转部分在正反方向作 360°全回转。该机的外形如图 7 8 所示。

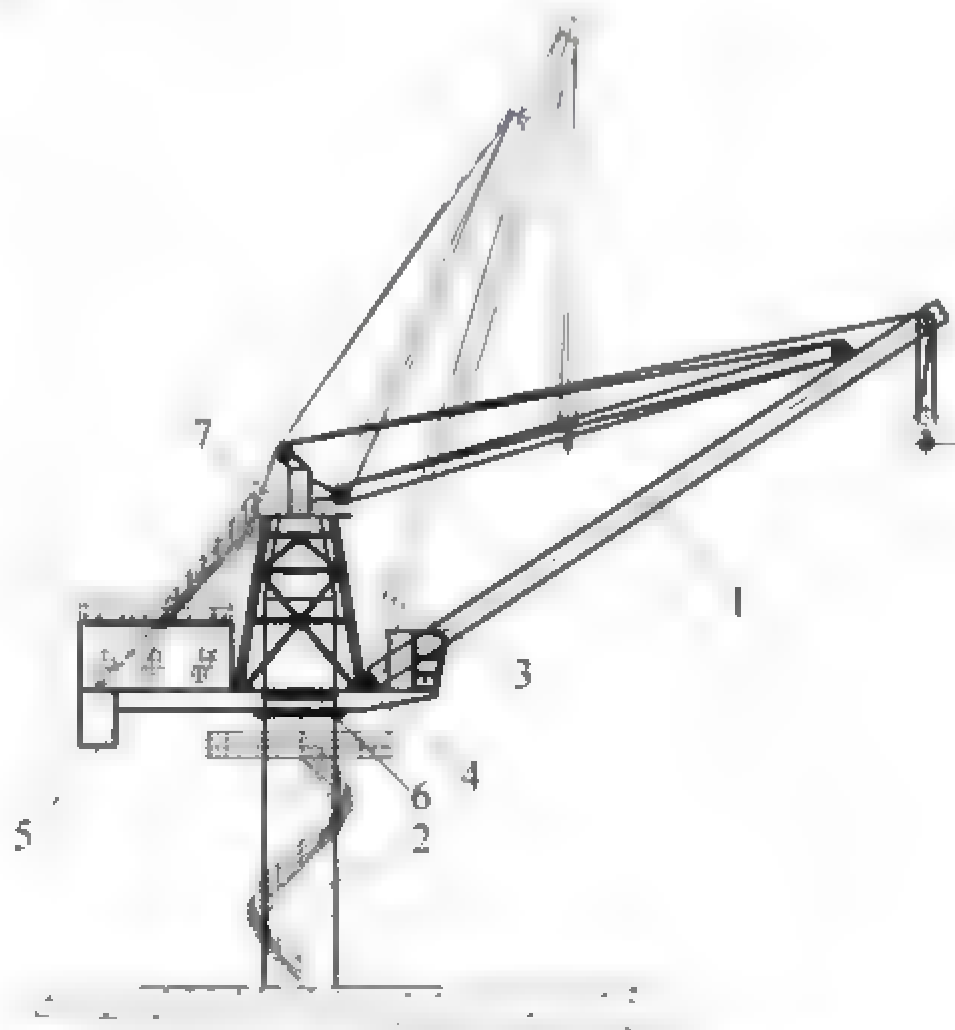


图 7-8　D12028 码头固定式起重机总图
1—臂架；2—定柱；3—钟罩；4—前转盘；5—后转盘；6—水平滚轮装配；7—向心推力支承装置

以上两种新机型经实际使用证明，满足作业工艺要求，工作效率高，安全可靠。

7.1.3　支承圆筒设计计算

回转支承以上部件与门座式或台架式起重机相同，本节省去。现只对支承圆筒的设计及计算进行说明。

1. 支承圆筒的结构特点

支承圆筒是固定式起重机整机的支承结构，一般为圆筒结构。如图 7-9，图 7-10 所示，其由法兰板、圆筒、环筋、中心受电器安装平台、直梯、门等组成。筒壁开口大小应能满足人员通过，开口处应镶边加强。上法兰与回转大轴承通过螺栓连接，圆筒与基础采用法兰连接或焊接对接。

上法兰与圆筒中间采用一段 0.8～1.5m 高的过渡圆筒，见图 7-10 中件 3，厚度约为 $(T+t)/3$，式中 T、t 分别为法兰板和圆筒的壁厚。

如果圆筒下部计算需要增大圆筒直径，或

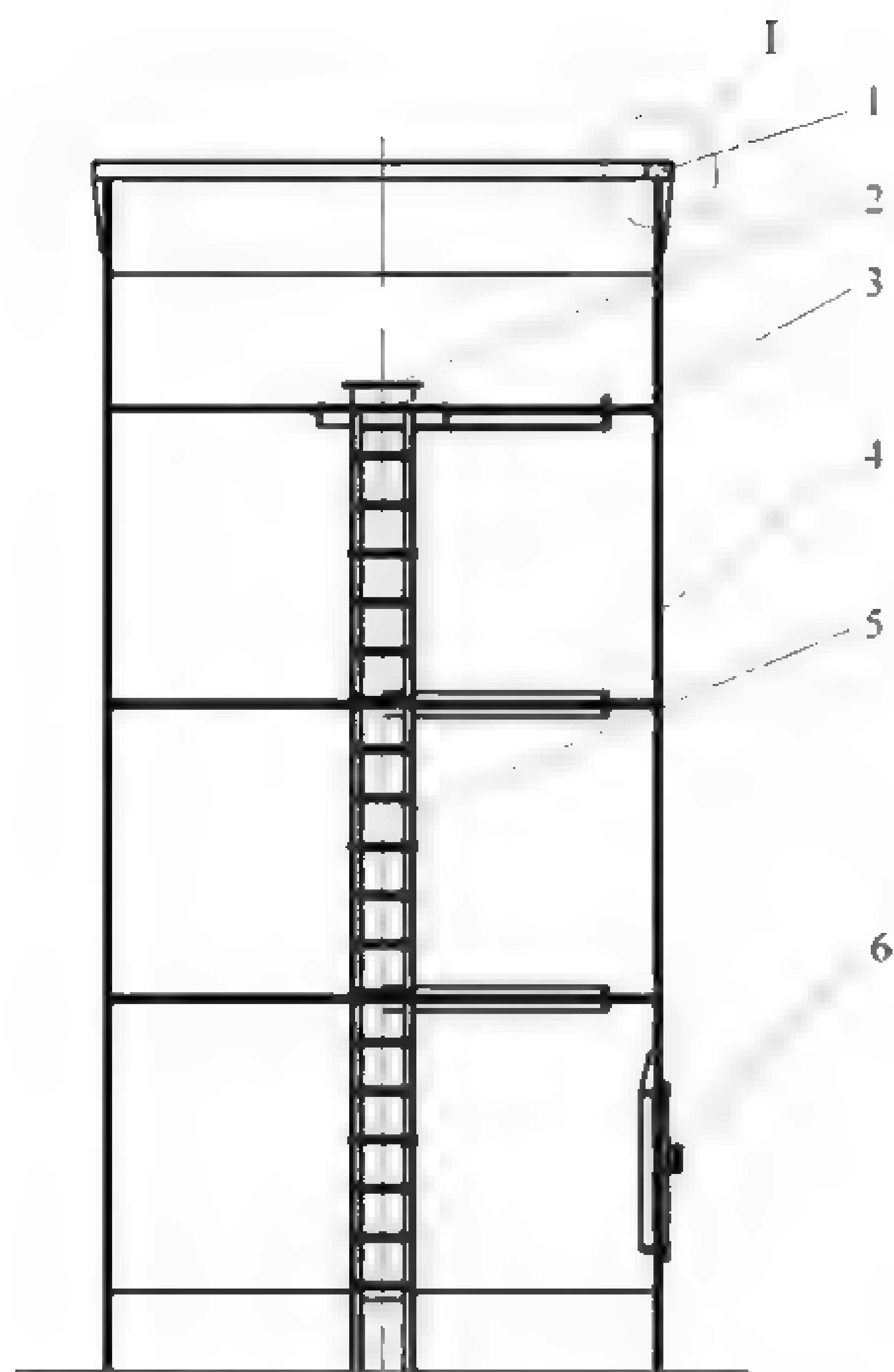


图 7-9　支承圆筒示意图

1—上法兰板；2—中心受电器安装平台；3—加强环筋；4—薄壁圆筒；5—直梯；6—门

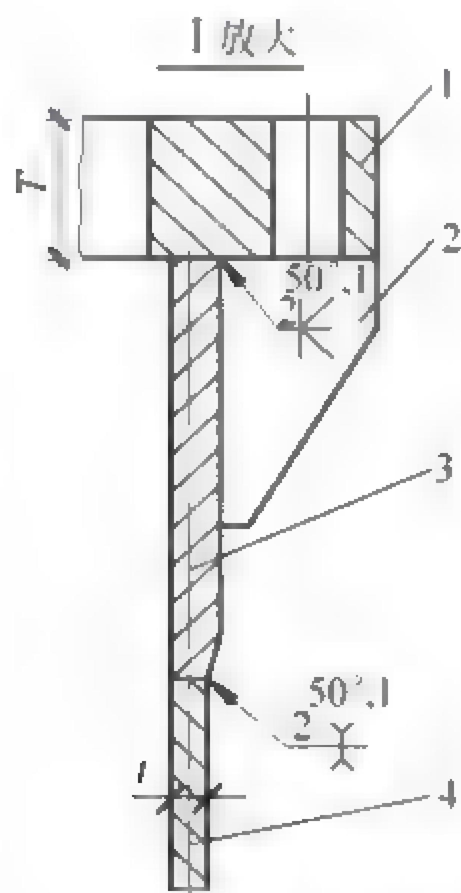


图 7-10　支承圆筒局部放大图

1—厚法兰；2—三角筋；3—过渡圆筒；4—薄壁圆筒

者基础预埋法兰与回转大轴承法兰直径不一致时，支承圆筒可做成锥形，如图 7-11，图 7-12 所示。由于锥形相对于圆柱形制作难度大，较长的圆筒建议采用过渡锥形支承圆筒。

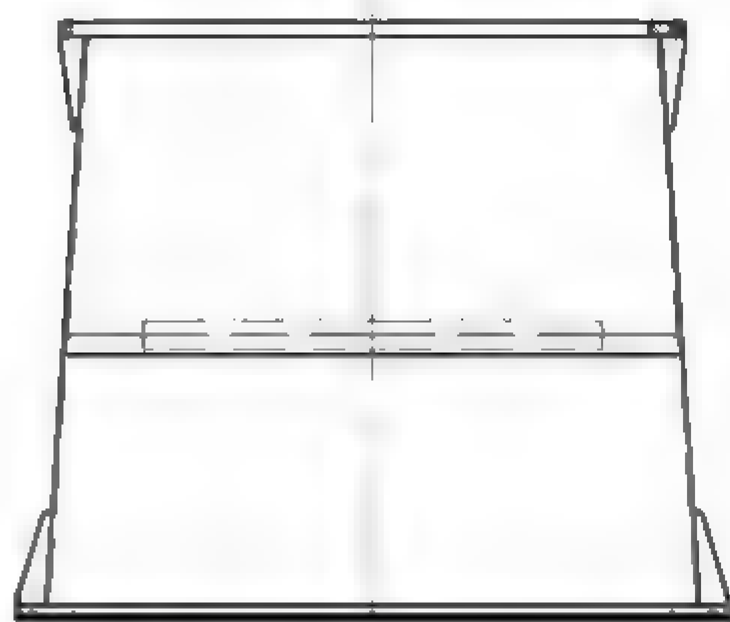


图 7-11　锥形支承圆筒

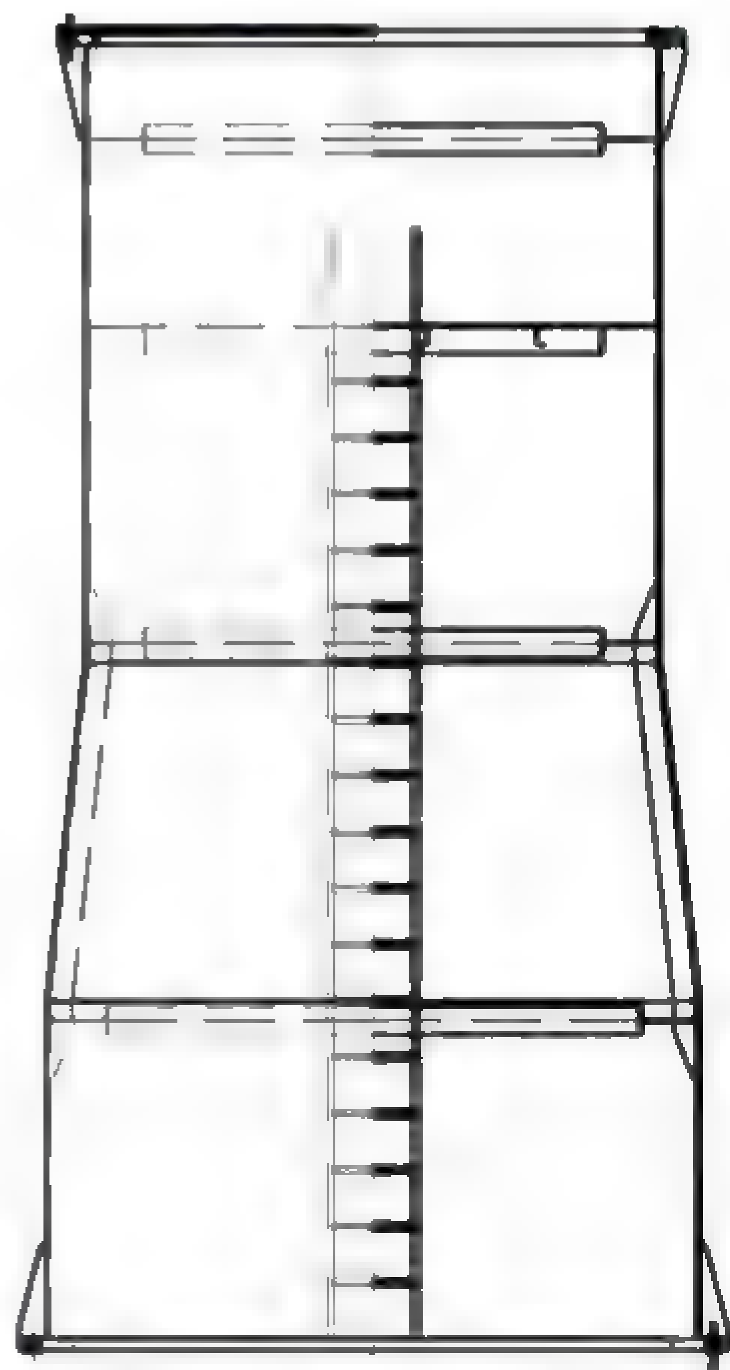


图 7-12　过渡锥形支承圆筒

2. 支承圆筒的计算

支承圆筒是整机的基础，应进行圆筒强度计算、整体稳定性计算、局部稳定性计算。与回转大轴承连接的法兰板，必须要有足够的刚性和平面度及表面粗糙度。根据现有产品，法兰板厚度值可参考表 7-5。

表 7-5　法兰板厚度参考值

圆筒直径/m	≤2	2.5	2.8	3.15	3.55	≥4
上法兰板厚度/mm	40	50	60	80	100	120
下法兰板厚度/mm	30	30	30	40	40	50

3. 支承圆筒计算实例

以某固定式起重机为例，进行圆筒的计算。圆筒直径 ϕ2857mm，壁厚 $\delta=18$mm，材料 Q235B，$\sigma_s=225$MPa。

1）第二类载荷组合

倾覆力矩：$M=473$t・m

垂直载荷：$N=110$t

水平载荷：$H=4$t

回转力矩：$M_k=45$t・m

2）结果分析

采用 ANSYS 结构计算软件进行建模计算，模型及加载情况见图 7-13，应力云图见图 7-14。

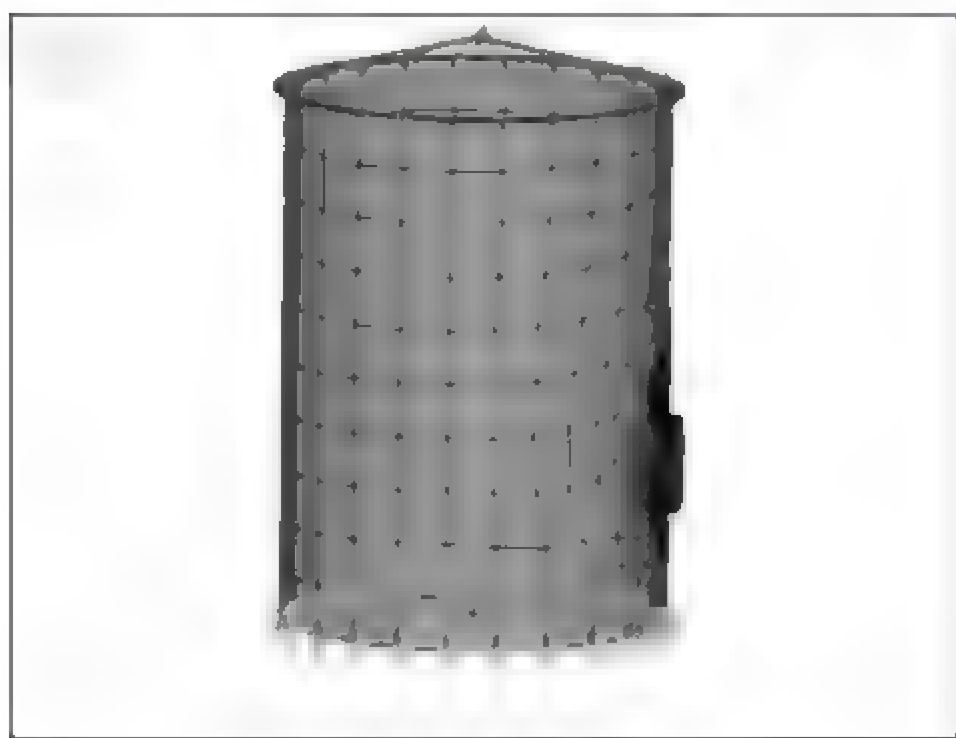


图 7-13 模型图

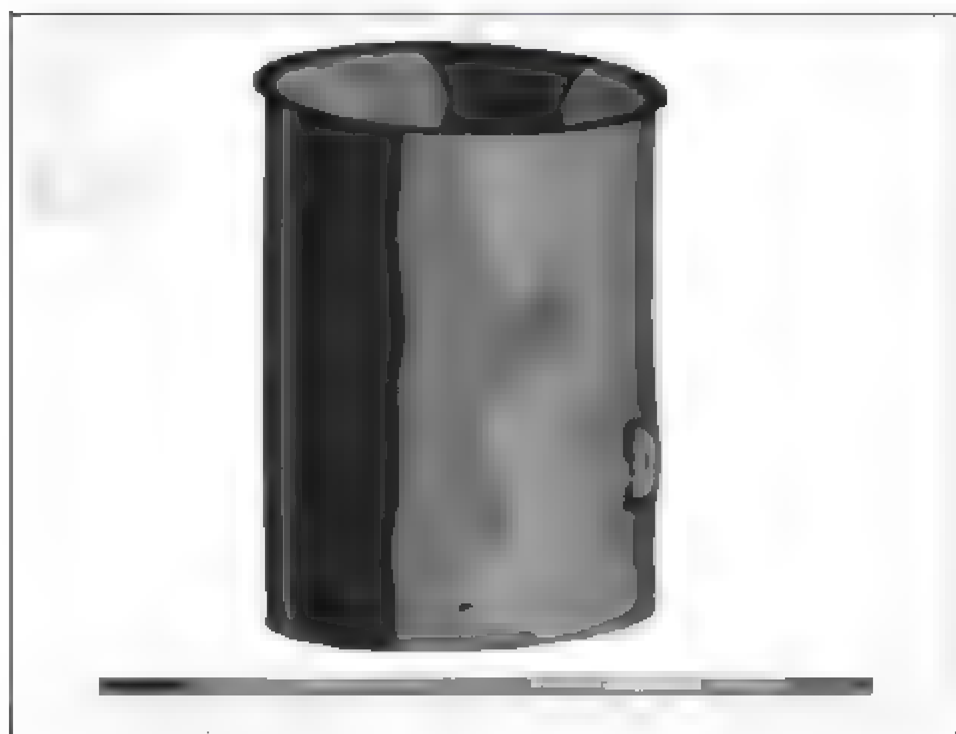


图 7-14 应力云图

最大应力 $\sigma_{max}=131.204$MPa，应力最大位置出现在支承圆筒开孔处。

Q235B 钢板的许用应力

$$[\sigma]=\frac{\sigma_s}{n}=\frac{225}{1.34}=167.9(\text{MPa})$$

式中：n——安全系数，$n=1.34$。

由 $\sigma\leqslant[\sigma]$

可得，强度满足要求。

3）支承圆筒稳定性计算

由

$$\frac{\delta}{R}=\frac{18}{2857/2}=0.0126<25\frac{\sigma_s}{E}$$

$$25\frac{\sigma_s}{E}=25\times\frac{225}{2.1\times10^5}=0.027$$

必须计算支承圆筒的局部稳定性。

圆柱壳体受轴压、弯联合作用时的临界应力为

$$\sigma_{cr}=0.2\frac{E\delta}{R}=0.2\times\frac{2.1\times10^5\times18}{2857/2}$$

$$=529(\text{MPa})>0.8\sigma_s$$

$$0.8\sigma_s=0.8\times225=180(\text{MPa})$$

按下式计算临界应力：

$$\sigma_{c,cr}=\sigma_s\left(1-\frac{1}{1+6.25m^2}\right)=219(\text{MPa})$$

式中：m——大于 $0.8\sigma_s$ 的临界应力与 σ_s 之比，$m=529/225=2.35$。

$$\frac{\sigma_{c,cr}}{n}=\frac{219}{1.34}=163(\text{MPa})$$

$$\sigma_{max}=131.204\text{MPa}<163\text{MPa}$$

所以稳定性满足要求。

4）按照《起重机设计规范》要求加劲环（详细计算略）。

7.1.4 基础及预埋件

固定式起重机的基座一般为整体式钢筋混凝土结构，必须满足《混凝土结构设计规范》（GB 50010—2010）和《建筑地基基础设计规范》（GB 50007—2011）的要求，还应满足地基承受倾覆力矩和垂直力的要求。

1. 基础倾覆力矩计算

基础为防止起重机倾覆需符合下式要求：

$$e=M_k/(F_k+G_k)\leqslant b/3$$

式中：e——偏心距，即地基反力的合力至基础中心的距离；

M_k——相对于载荷效应标准载荷时，作用于基础底面的力矩；

F_k——作用于基础顶面的竖向力；

G_k ——基础自重；

b——基础倾覆力矩方向宽度或直径。

2. 基础垂直力计算

图7-15所示为GQ4525地基，地基应满足以下要求：

(1) 本基础适用于起重量 $G_n=45t$，幅度 $R=25m$ 的固定吊，基础的承载能力如下：最大倾覆力矩为16800kN·m；最大垂直力为2850kN；最大水平力为300kN。

(2) 起重机配电箱根据起重机的各速度要求选取(参照方案总图)。

(3) 基础应由有资质的单位负责设计及施工。

(4) 模板及地脚螺栓由起重机厂家负责提供，其余由用户自备。

(5) 倒混凝土时，注意地脚螺栓上面螺牙的保护。

(6) 基础面水平与平面度误差≤1/1000。

(7) 土建具体设计时，要在基础旁边或底部预埋接地电极并用 $\phi12$ 圆钢引到基础面中心附近处，并且外露长约2m，接地电阻小于等于4Ω。

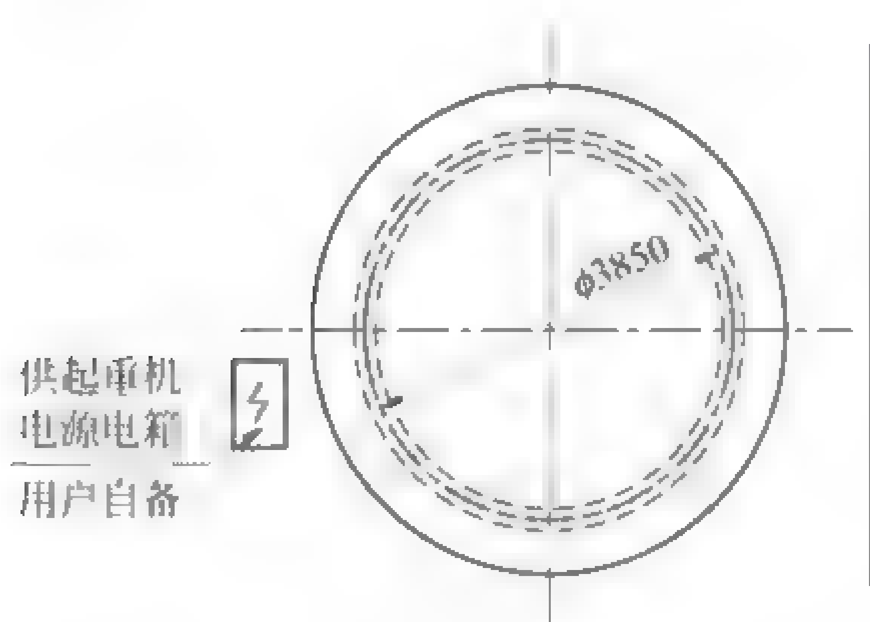


图7-15　GQ4525-地基

1) 基础底面的承压能力

(1) 轴心荷载作用

$$P_k \leqslant f_a$$

式中：P_k ——基础底面的平均压力值；

f_a ——修正后的地基承载力特征值，可由载荷试验或其他原位测量、公式计算，并结合工程实践经验等方法综合确定地基承载力特征值后，根据《建筑地基基础设计规范》(GB 50007—2011)进行修正。

$$f_a = f_{ak} + \eta_b\gamma(b-3) + \eta_d\gamma_m(d-0.5)$$

式中：f_{ak} ——地基承载力特征值；

η_b、η_d ——基础宽度和埋深的地基承载力修正系数；

γ——基础底面以下土的重度，地下水位以下取浮重度；

b——基础底面宽度，m，当基宽小于3m按3m取值，大于6m按6m取值；

m ——基础底面以上土的加权平均重度，地下水位以下取浮重度；

d——基础埋置深度，m，一般自室外地面标高算起；在填方整平地区，可自填土地面标高算起，但填土在上部结构施工完成后，应从天然地面标高算起；对于地下室，如采用箱形基础或筏基时，基础埋置深度自室外地面标高算起，当采用独立基础或条形基础时，应从室内地面标高算起。

港口固定式起重机地基通常为压实的黏土，埋入深度为1.2～1.5m，经验值取0.2～0.3MPa，此值应由土建设计单位核准。

(2) 偏心荷载作用

除符合上一条要求外，尚应符合下式要求：

$$P_{kmax} \leqslant 1.2f_a$$

$$P_{kmin} > 0$$

式中：P_{kmax}——基础底面边缘的最大压力值；

P_{kmin}——基础底面边缘的最小压力值。

2) 基础底面的压力

(1) 轴心荷载作用

$$P_k = (F_k + G_k)/A$$

式中：A ——基础底面面积。

(2) 偏心荷载作用

$$P_{kmax} = (F_k + G_k)/A + M_k/W$$

$$P_{kmin} = (F_k + G_k)/A - M_k/W$$

式中：W ——基础底面的抵抗矩。

(3) 偏心荷载作用，且基础面为矩形，偏心距 $e>b/6$ 时，有

$$P_{kmax} = 2(F_k + G_k)/3La$$

式中：L ——垂直于力矩作用方向的基础底面

边长；

a ——合力作用点至基础底面最大压力边缘的距离。

3. 预埋件

固定式起重机预埋件一般采用钢板和地脚螺栓组成的框架结构，如图7-16所示。

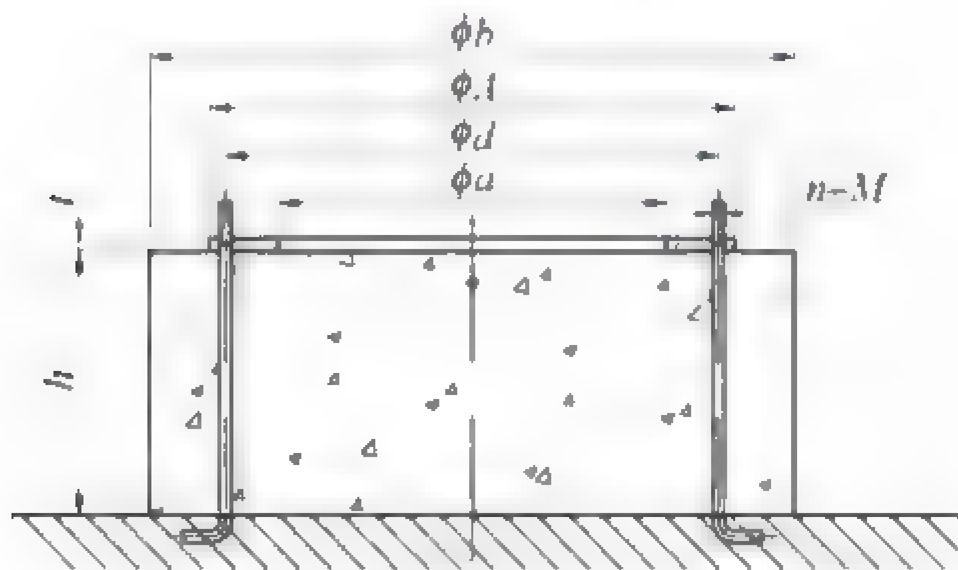


图7-16 起重机预埋件

1) 对地脚螺栓的要求

(1) 地脚螺栓需满足倾覆力矩的要求，螺栓最大拉力为

$$F_{max}=M_k r_{max}/\sum r_i^2-(F_k+G_k)/n$$

式中：r_i——第 i 个螺栓的中心至对称轴线的距离；

n——螺栓数量。

(2) 地脚螺栓的尺寸应满足《地脚螺栓(锚栓)通用图》(BG/T 21545—2006)的要求。

(3) 必须对已完成施工的预埋螺栓的轴线间距进行认真核查、验收。对于不符合《钢结构工程施工质量验收规范》(GB/T 50205—2001)者，要提请有关方会同解决。

(4) 对弯曲变形的地脚螺栓要进行校正。

(5) 已损伤的丝扣用板牙进行修理，并对所有的螺栓予以保护。

2) 对基础上部钢板的要求

(1) 钢板满足压力要求，厚度大于支承圆筒壁厚。

(2) 钢板必须平整。

(3) 钢板应留浇灌混凝土的开口和排气口。

3) 其他事项

必要时作加劲箍处理。

7.1.5 技术标准与规范

港口固定式起重机的技术标准或规范参见表7-6。

表7-6 港口固定式起重机的技术标准或规范

序号	编　　号	标准名称
1	GB/T 3811—2008	《起重机设计规范》
2	GB 6067.1—2010	《起重机械安全规程　第1部分：总则》
3	JT 421—2000	《港口固定起重机安全规程》
4	GB/T 50205—2001	《钢结构工程施工质量验收规范》
5	GB 50007—2011	《建筑地基基础设计规范》

7.2 岸边钢板装卸桥

7.2.1 概述

岸边钢板装卸桥是一种用于装卸成品钢材的专用设备，广泛应用于钢厂、造船厂的专用码头，如图7-17、图7-18所示。该设备设有起升机构、小车运行机构、大车运行机构，电气系统，安全保护系统等，可完成钢材的装卸吊装作业。设备上还设有臂架俯仰机构，可在装卸工作完成后将臂架仰起。设备根据所装卸的成品钢材，配备电磁吊具和其他的专用吊具，实现高效、安全装卸。该类设备结构具有特殊的折弯支腿形式，可扩大支腿内侧空间，满足长钢板的装卸需求。



图7-17 大连华锐重工研制的岸边钢板装卸桥



图 7-18　交通运输部水科院研制的岸边钢板装卸桥

1. 建设条件

(1) 根据钢板装卸桥使用场地的自然情况(包括气温、湿度、气候、地震烈度、水位等)确定。

(2) 由于钢板装卸桥往往服务于与大型钢铁厂、港机厂、船厂、桥梁钢构厂等配套的港口专业码头,工作状态风速一般按 20m/s 选取,非工作状态最大风速按 50m/s 选取。如用户自然状态特殊,可根据用户的要求增减。

2. 服务船型

岸边钢板装卸桥主要服务杂货船,参考船型见表 7-7。

表 7-7　杂货船参考船型

船型	吨位/DWT	主要尺寸/m			
		总长	型宽	型深	满载吃水
杂货船	3000	108	16	7.8	5.9
杂货船	5000	124	18.4	10.3	7.4
杂货船	10000	146	22	13.1	8.7
杂货船	15000	157	23.3	13.6	9.6
杂货船	20000	166	25.2	14.1	10.1
杂货船	30000	192	27.6	15.5	11.0
杂货船	40000	200	32.2	19	12.3
杂货船	50000	223	32.3	19.6	12.8

7.2.2　产品选用和主要技术性能参数

1. 工作级别

根据 GB/T 3811—2008 的规定,岸边钢板装卸桥一般按如下参数选取:

(1) 使用等级为 U_7(总的工作循环次数约为 2×10^6);

(2) 载荷状态级别为 Q3;

(3) 整机工作级别为 A8。

2. 主要技术参数的确定

(1) 外伸距:小车运行到水侧终点位置时吊具中心线离水侧轨道中心线之间的水平距离。

(2) 轨距:码头上水侧陆侧两轨道中心线之间的水平距离。

(3) 后伸距:小车运行到陆侧终点位置时吊具中心线离陆侧轨道中心线之间的水平距离。

(4) 基距:支腿门框下横梁上左右两侧行走大平衡梁支点之间的中心距离。

(5) 门框内净宽:水陆侧门架左右支腿内侧边缘之间的水平距离。一般按最大钢板长度+2m 安全距离选取。

(6) 装卸桥总宽:同侧大车轨道上左右行走台车外侧自由状态下的缓冲器间的距离。

(7) 轨上起升高度/轨下起升高度:吊具被提升或下降到正常终点位置时,吊具下表面至水侧轨道上表面的垂直距离。

(8) 中间门梁下净空高度:水陆侧门架联系横梁下表面与码头面之间的垂直距离。

3. 与码头设施相关尺寸、参数

(1) 码头轨道型号;

(2) 工作轮压;

(3) 非工作轮压;

(4) 缓冲器中心高;

(5) 防风系缆位置尺寸;

(6) 地锚坑位置尺寸;

(7) 电缆坑及电缆沟位置尺寸;

(8) 大车行走距离。

4. 典型产品参数

部分厂家的钢板装卸桥产品参数见表 7-8。

7.2.3　金属结构

岸边钢板装卸桥的金属结构主要由主梁、梯形架、支腿门架等组成,如图 7-19 所示。

表 7-8 部分厂家的产品参数

参数名 \ 品牌		DHHI	DHHI	DHHI	交通运输部水科院
额定载荷/t	含吊具	55	75	55	55
	吊具下	25	45	30	30
电磁吊具/永磁吊具		电磁吊具	永磁吊具	电磁吊具	电磁吊具
宽厚钢板最大尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)		25000×4100×100	25000×5000×400	23000×4100×100	16000×4100×150
前伸距/m		34	33	21	20
后伸距/m		10	8.5	7	17
轨距/m		16	22	13	18
基距/m		27	28.725	26.725	16
过腿空间/m		27	27	25	21
起升高度/m	轨上	22	19.5	16	18
	轨下	17	14	13	13
起升速度/(m/min)	满载	40	40	30	40
	空载	80	80	30	40
臂架俯仰单程时间/min		5	5	10	6
小车运行形式(自行/牵引)		自行	自行	自行	牵引
小车运行速度/(m/min)		100	100	80	80
大车运行速度/(m/min)		30	30	30	30
大车轨道型号		QU100	QU100	QU100	QU100
工作轮压/t		42	50	37	40
用户		宝钢湛江	沙钢	三星船厂	珠钢

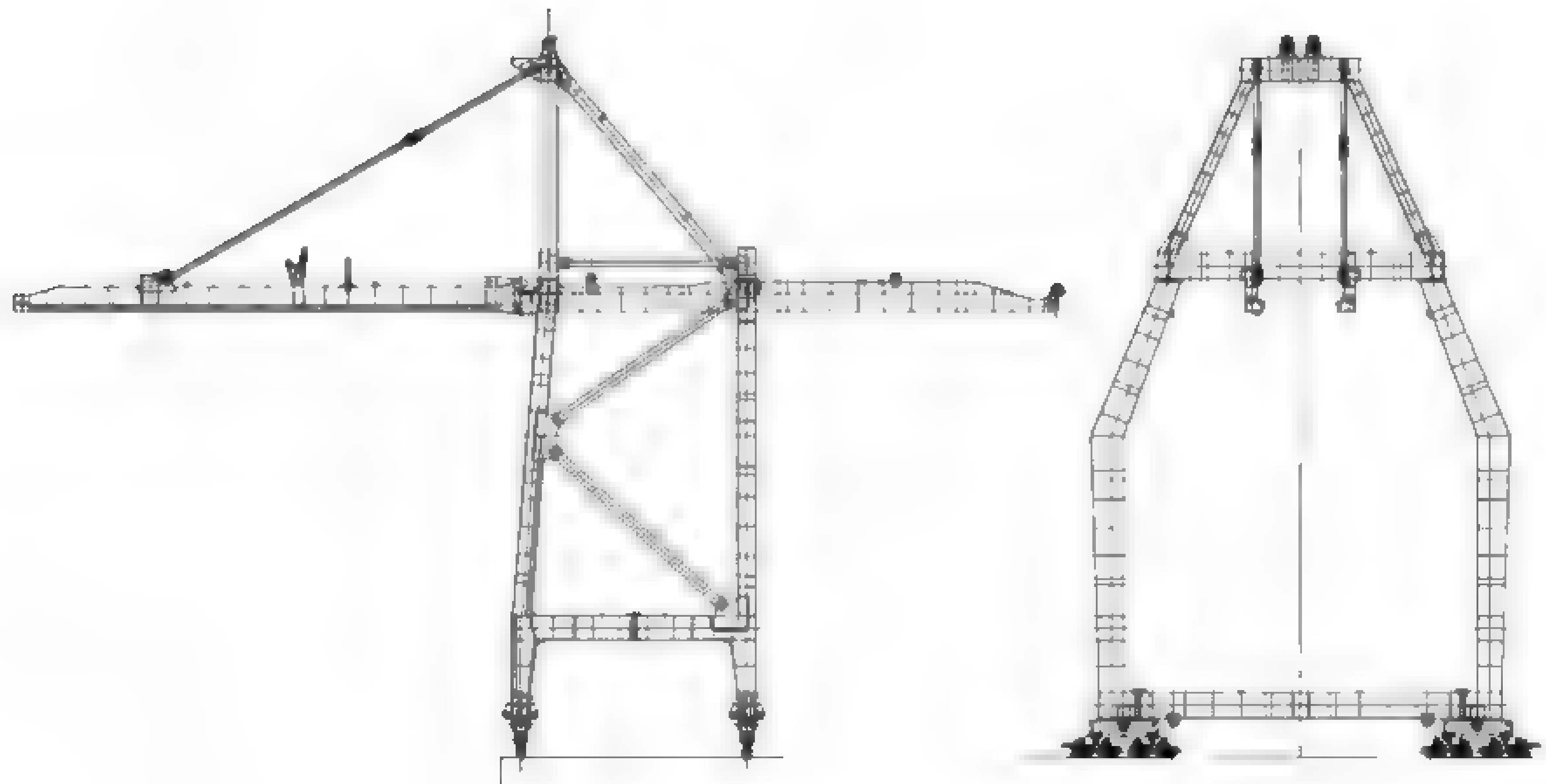
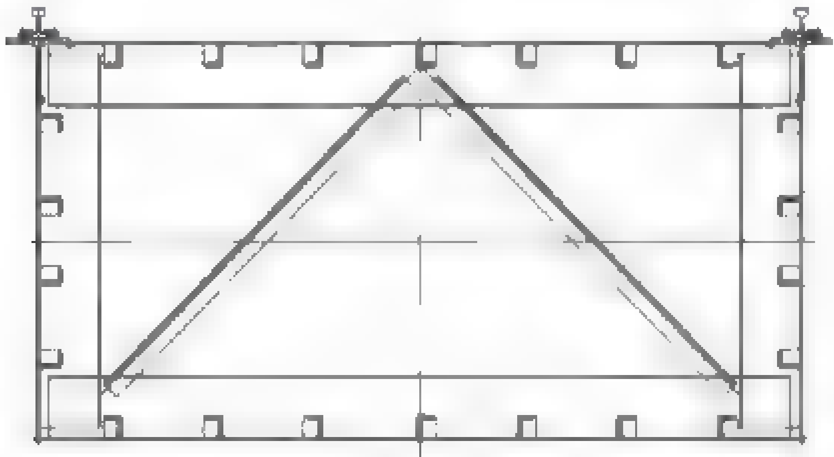
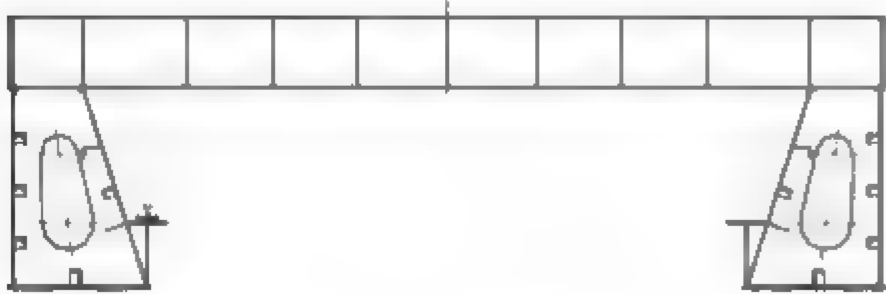


图 7-19 岸边钢板装卸桥的金属结构

主梁形式分为单梁和双梁结构，如图7 20和图7 21所示。主梁焊在支腿门架的上横梁上，臂架与主梁铰接。


图7-20　单梁结构


图7-21　双梁结构

梯形架上设前后拉杆与臂架主梁相连。因装卸桥服务的船型较小，臂架较短，前拉杆一般为单排拉杆。

支腿门架由支腿、上横梁、中间门梁、下横梁及门腿拉杆组成。门腿根据所装卸的钢板规格确定过腿宽度，形成特殊的门腿结构，目前最大过腿宽度达27m。

7.2.4　主要机构

钢板装卸桥的主要机构包括主起升机构、臂架俯仰机构、小车运行机构、大车运行机构等。主起升机构、小车运行机构、大车运行机构可联动，以提高装卸效率。

1. 机构分级

参照GB/T 3811　2008，钢板装卸桥各机构的工作级别如表7-9所示。

表7-9　钢板装卸桥各机构的工作级别

机构名称	起升	小车运行	大车运行	臂架俯仰
利用等级	T_7	T_7	T_6	T_5
载荷状态	L3	L3	L3	L3
工作级别	M8	M8	M7	M6

2 起升机构

起升机构设置在机器房内，一般由驱动装置、钢丝绳缠绕系统、取物装置和安全保护装置等组成。驱动装置包括变频电动机、联轴器、制动器、减速器等部件。钢丝绳卷绕系统包括钢丝绳、卷筒、定滑轮和动滑轮。取物装置通常采用吊钩和专用吊具。

1）起升机构布置

起升机构布置在机器房内，布置形式如图7-22所示。

2）钢丝绳缠绕系统

如图7-23所示，缠绕系统由主梁尾部滑轮组、小车滑轮组、臂架钢丝绳固定装置组成。起重量传感器安装在臂架钢丝绳固定装置上。

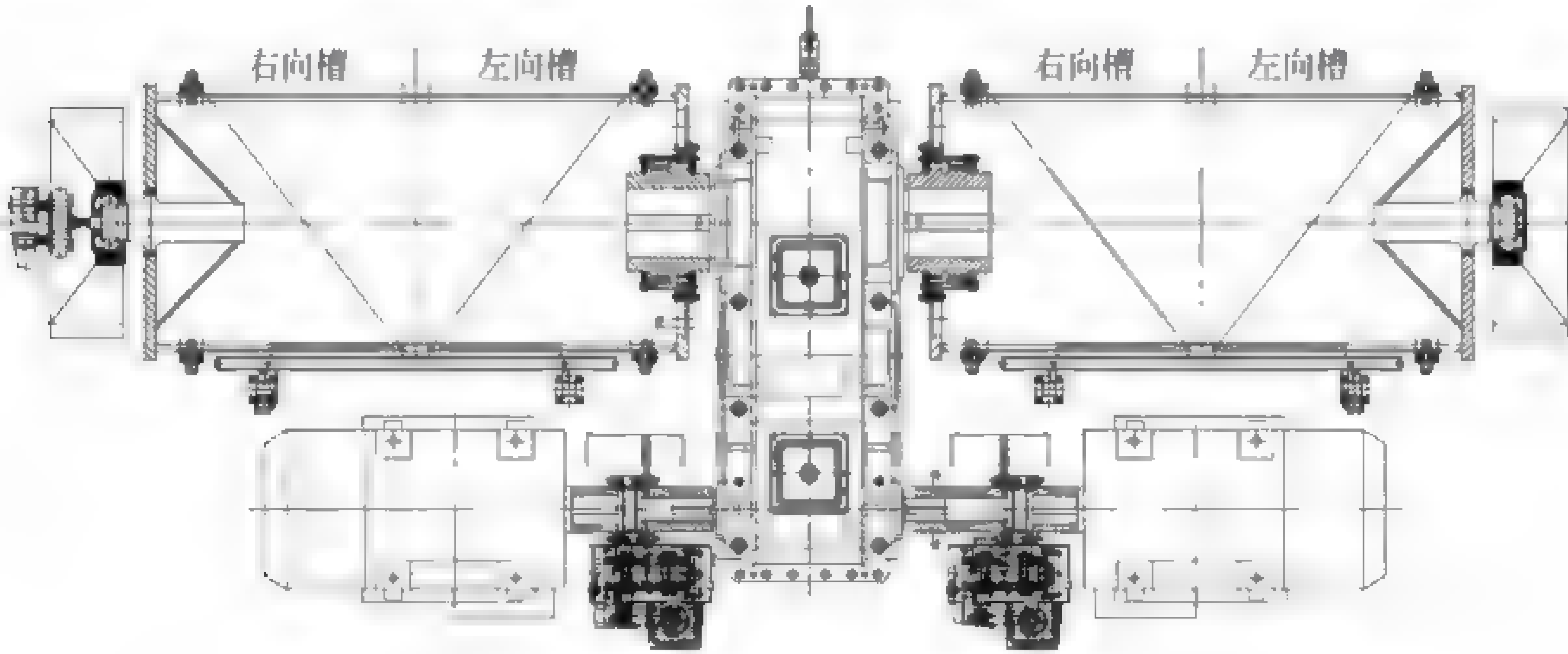


图7 22　起升机构布置形式

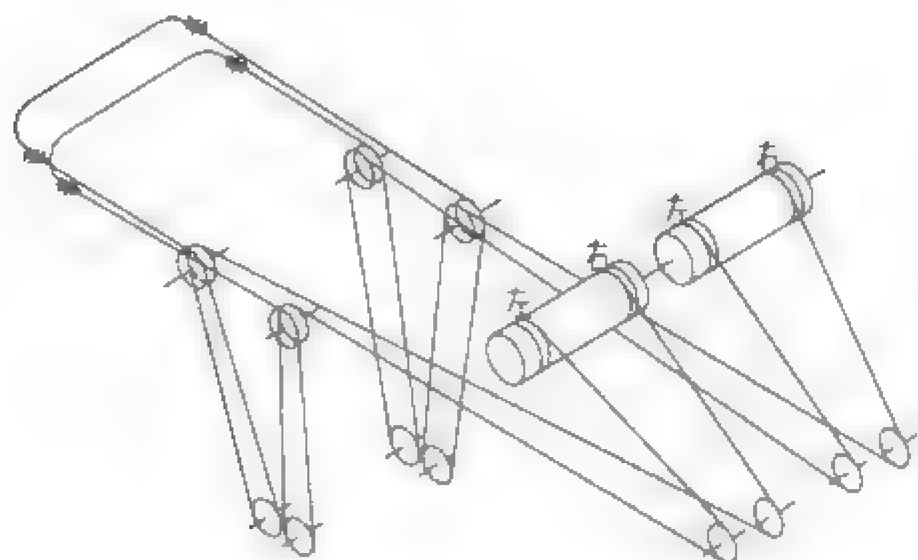


图 7-23 起升机构钢丝绳缠绕系统

3. 臂架俯仰机构

钢板装卸桥的臂架在工作完成后需仰起，并由梯形架上的臂架挂钩装置固定，见图 7-24。臂架俯仰机构采用钢丝绳牵引形式，其机构由变频电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒、卷筒制动器等部件组成。臂架俯仰机构设置在机器房内，其平面布置见图 7-25。通常变幅机构钢丝绳采用单根缠绕，以方便钢丝绳的更换。同时在梯形架或臂架缠绕滑轮的中间部位增加平衡块，将俯仰钢丝绳分为两套，当其中一套失效时，另一套可保持住臂架。同时平衡块还可保证两边钢丝绳的受力均衡。臂架俯仰机构设应急机构。臂架俯仰钢丝绳缠绕系统见图 7-26。

4. 小车及小车运行机构

小车由小车架、小车轮、小车水平轮、起升滑轮组、缓冲器、走台栏杆以及固定在小车上的操纵室组成。其上还设有停靠位置、锚定装置，以保证在非工作状态下小车的固定。小车运行机构分为自行式和牵引式。

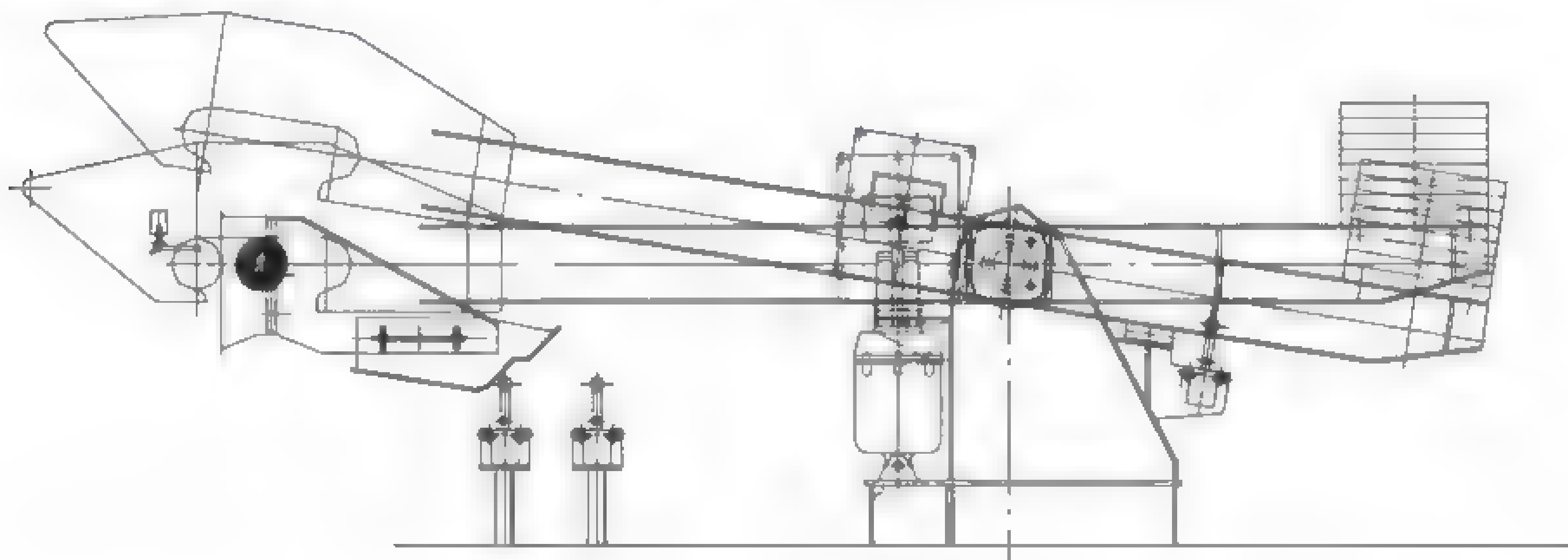


图 7-24 臂架挂钩装置

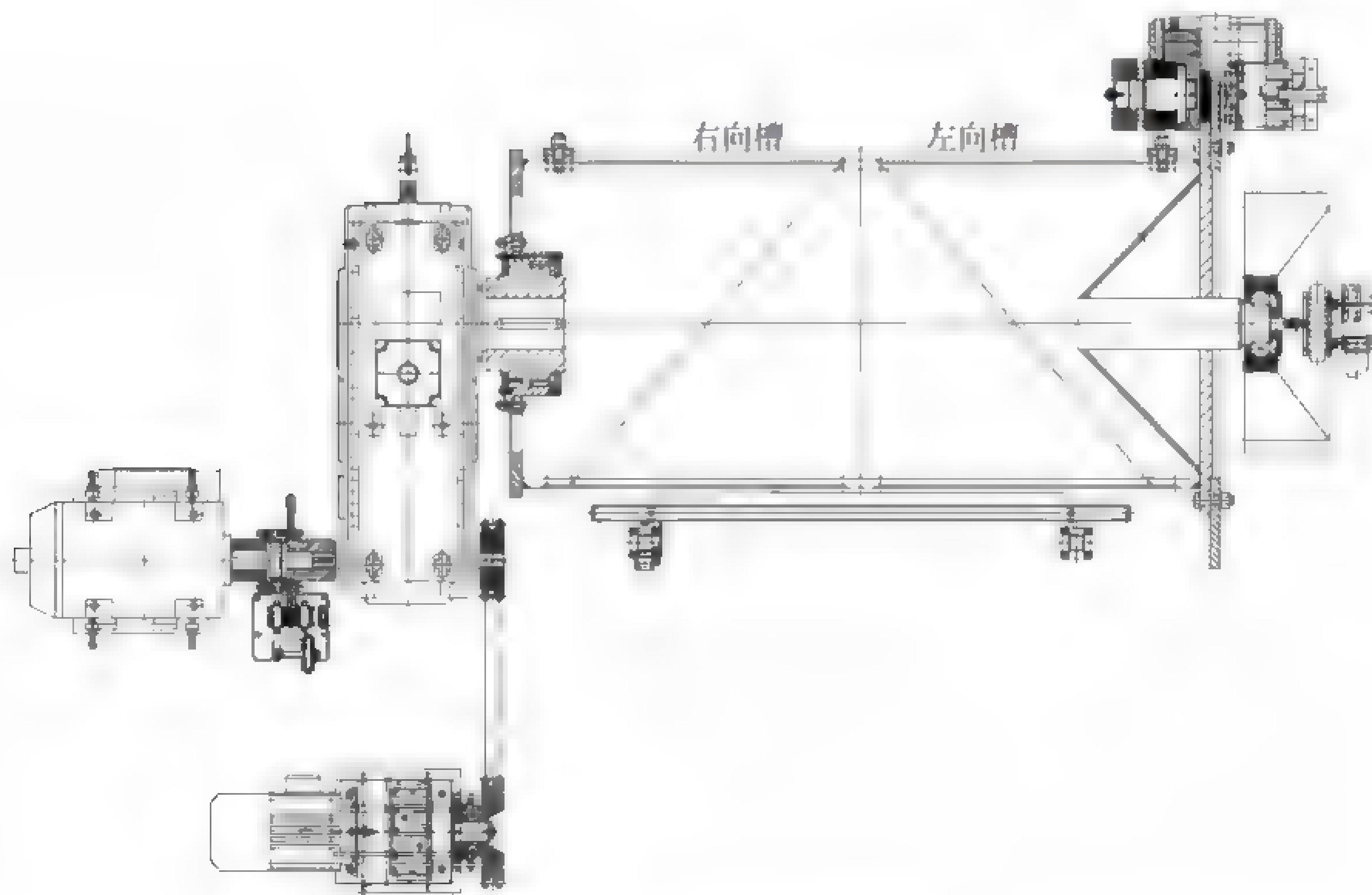


图 7-25 臂架俯仰机构平面布置

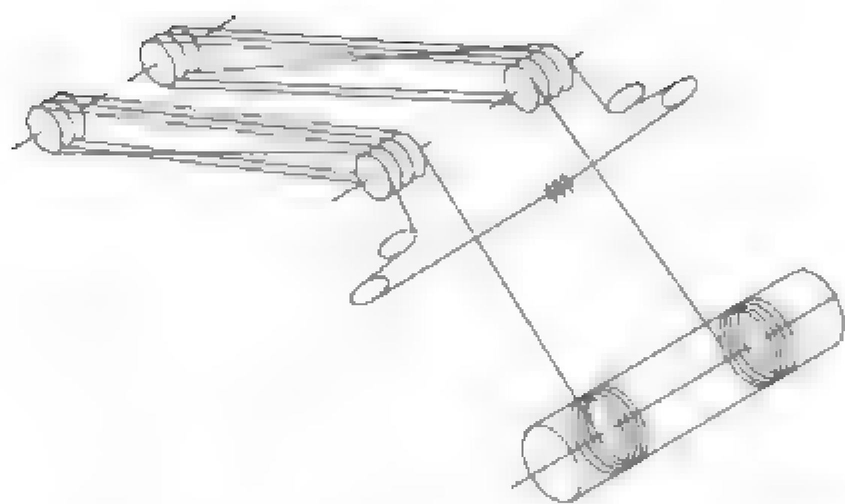


图 7 26　臂架俯仰钢丝绳缠绕系统

1）自行式小车

小车运行机构设置在小车架上，采用交流变频电机驱动，经减速器、联轴器、传动轴驱动车轮运动，完成小车在结构梁上的前后运行。双梁结构小车运行机构垂直小车轨道布置形式见图 7-27。

单梁结构平行小车轨道布置形式见图 7-28。

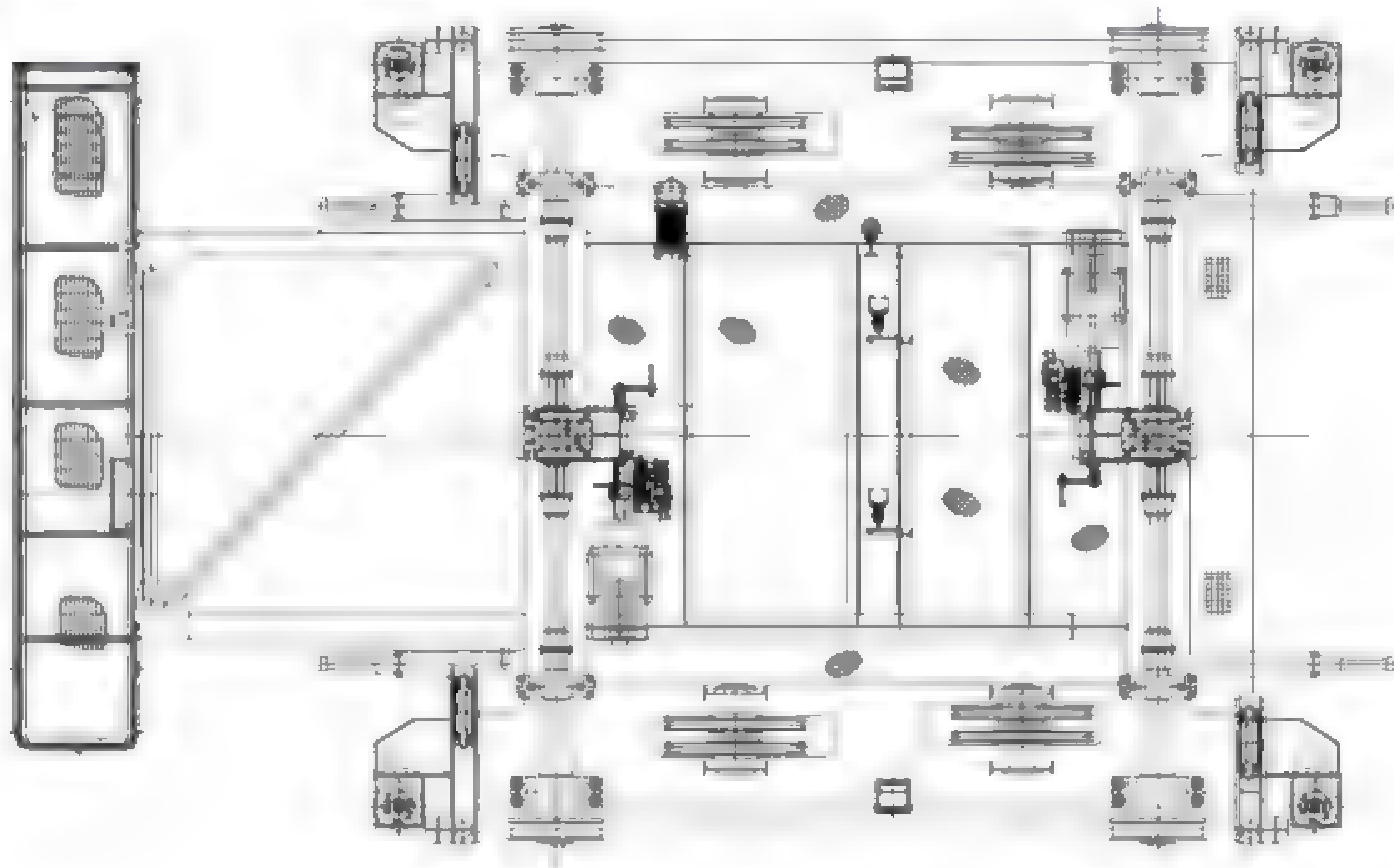


图 7-27　双梁结构小车运行机构布置形式

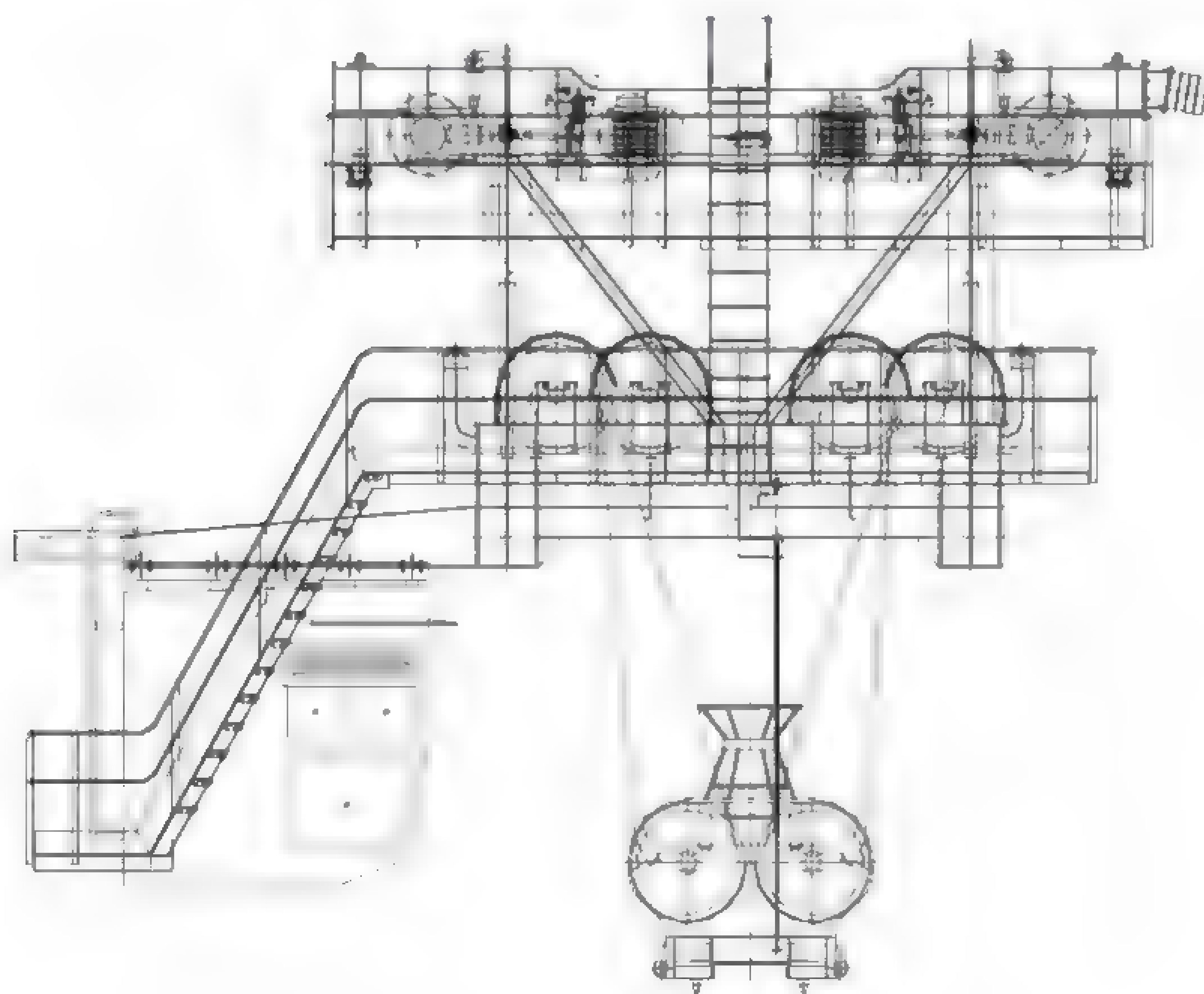


图 7 28　单梁结构小车运行机构布置形式

自行小车由于将机构设在小车架上，增加了小车自重，但避免了牵引小车贯穿主梁、臂架的牵引钢丝绳。

2）牵引式小车

牵引式小车运行机构设置在机器房内，见图 7-29。

由变频电动机通过减速器驱动钢丝绳卷筒，使其正反转动，牵引固定在小车架上的钢丝绳，完成小车的前后运动。钢丝绳缠绕系统见图 7-30。

牵引式小车通常适合于双梁结构。

牵引式小车自重较轻，有利于减轻结构受力载荷，但需设置牵引钢丝绳张紧装置。

5. 大车运行机构

装卸桥的大车运行机构由 4 组设在各门腿下的平衡梁和台车组成。台车上装有主动和被动车轮组，与平衡梁铰接，保证每个车轮轮压均匀。大车轮的数量可根据用户码头的许用轮压大小进行配置。装卸桥一般每角 8 个车轮，整机 32 个车轮，采用 1/2 驱动形式，见图 7-31。

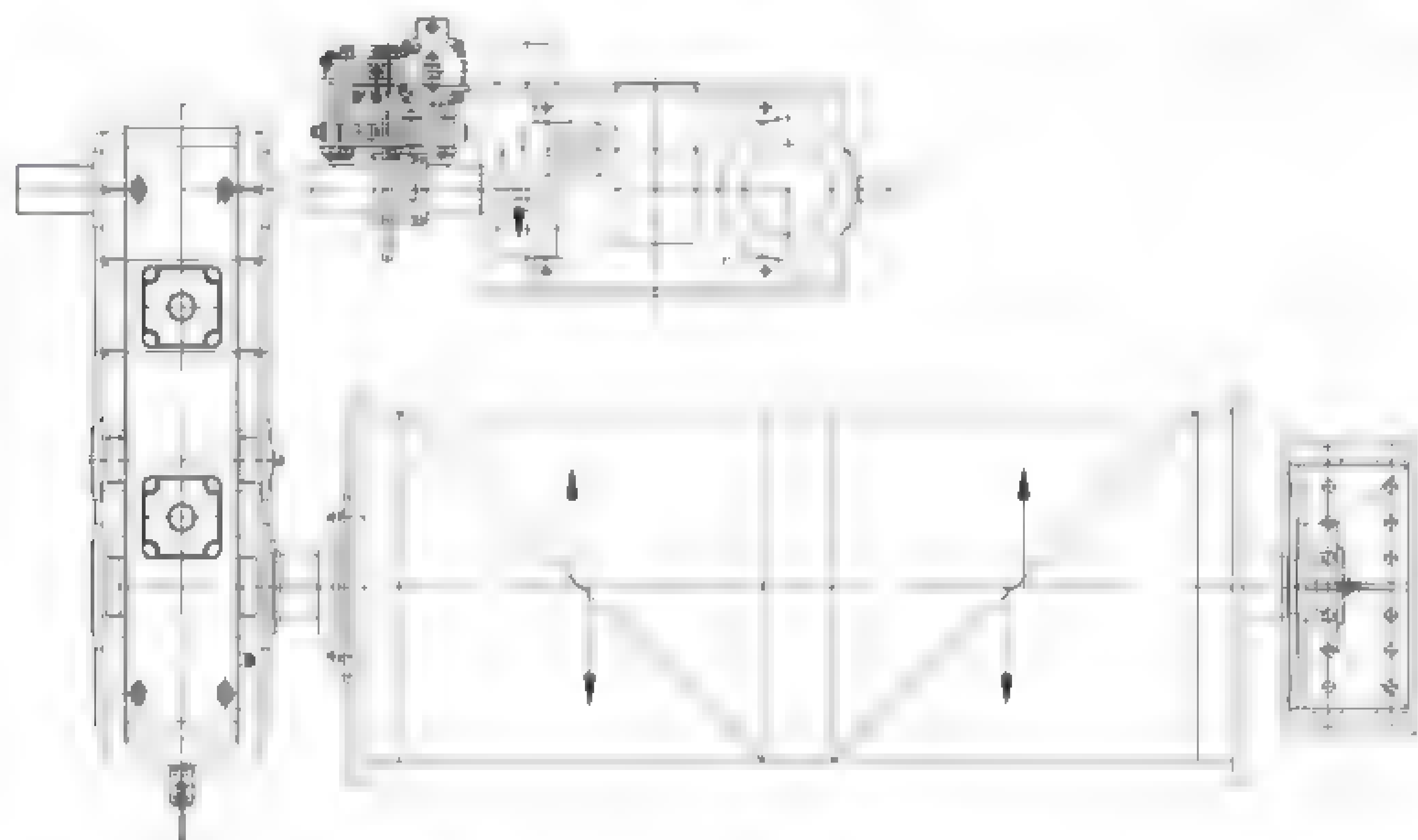


图 7-29　牵引式小车运行机构

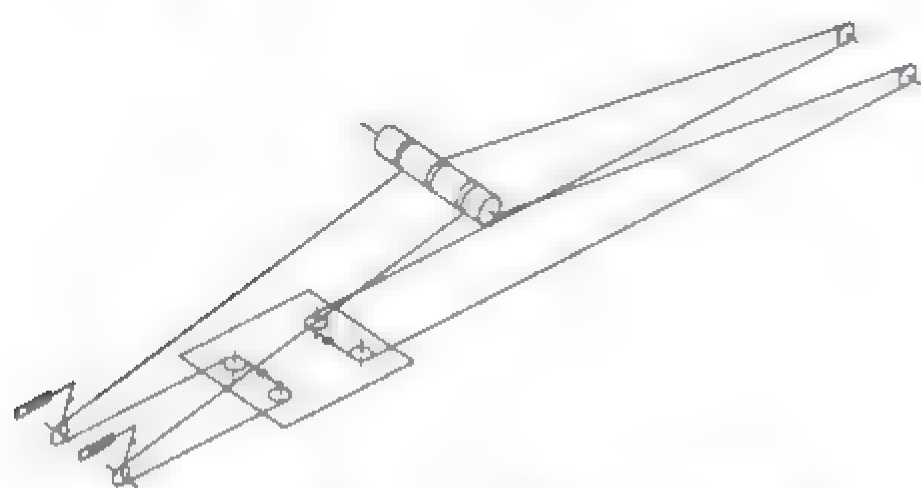


图 7-30　牵引式小车钢丝绳缠绕系统

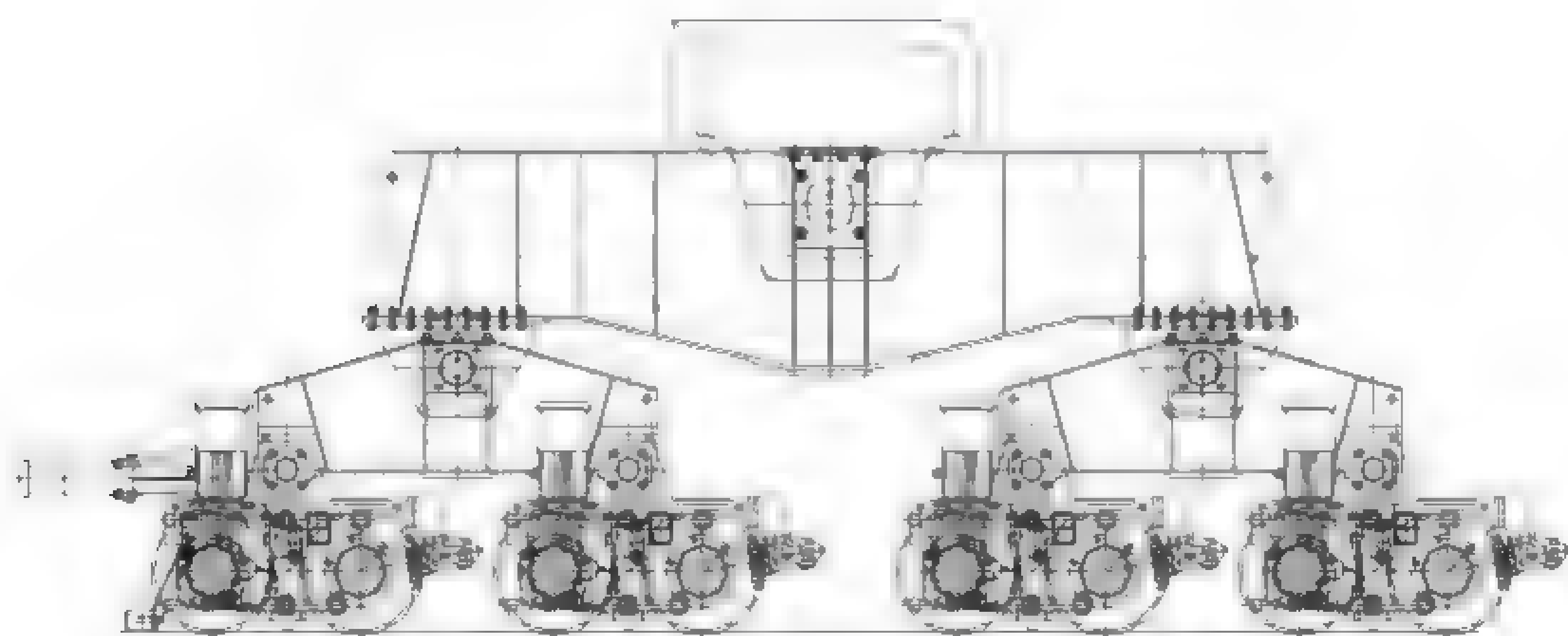


图 7 31　装卸桥的大车运行机构

为了保证装卸桥在工作时，避免因突发阵风引起滑移，应在被动车轮上加装夹轮器或在平衡梁上加夹轨器。一般要求夹持力能满足36m/s风速要求。

装卸桥还设有地锚和防风系缆，在装卸桥非工作状态下，保证整机的稳定和安全。

7.2.5　其他重要部件

1. 机器房

在主梁陆侧装有机器房，机器房内除上面介绍的机构外，还设有高压电气设备、维修吊、维修舱口、通风扇等设施。机器房内还装有保温电气室，电控系统的设备。自行式小车机器房布置见图7-32，牵引式小车机器房布置见图7-33。

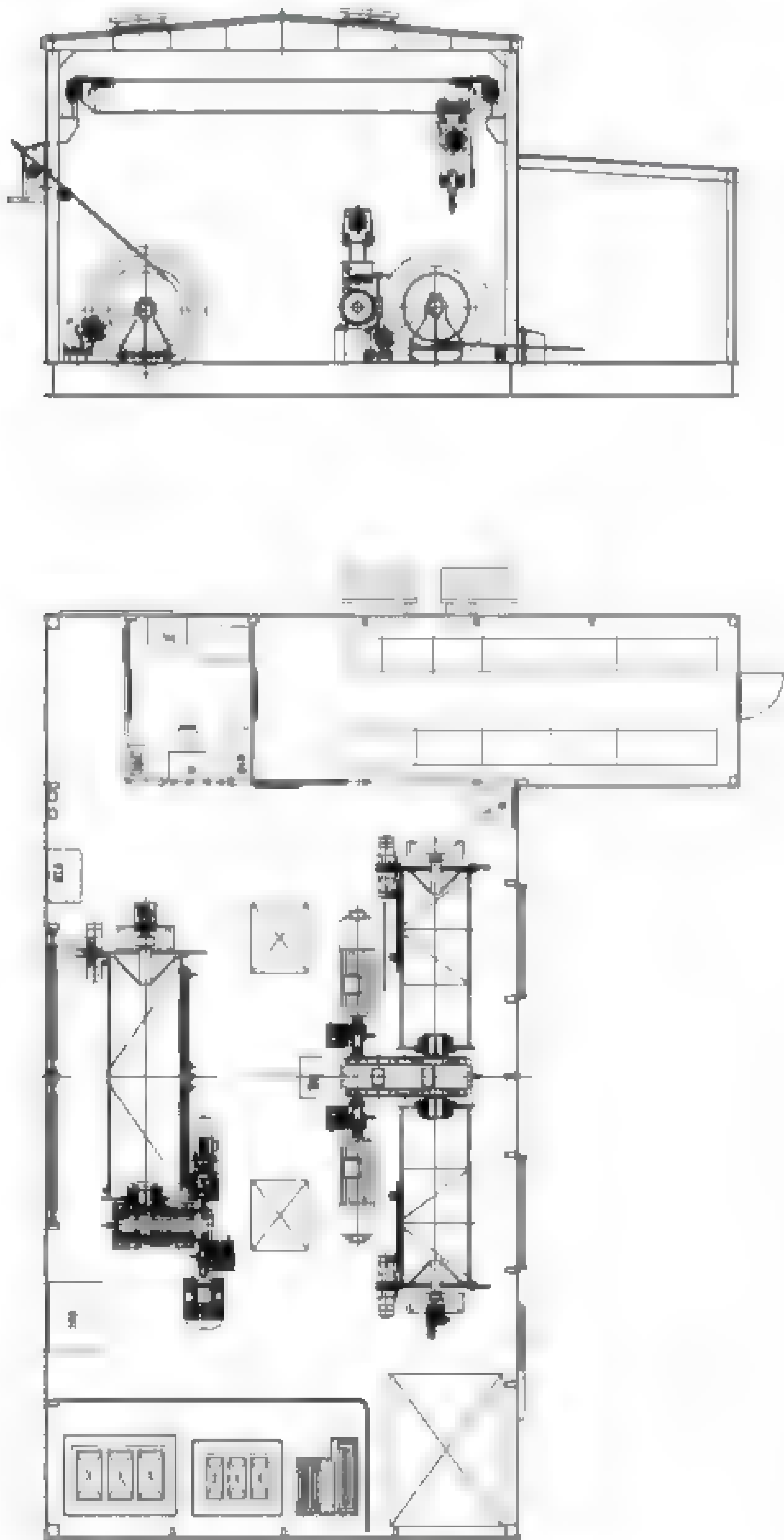


图7-32　自行式小车机器房布置

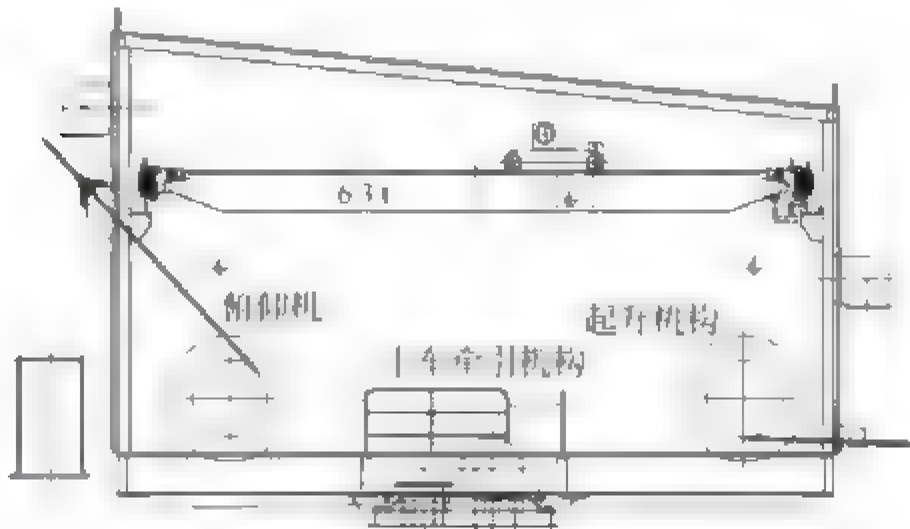


图7-33　牵引式小车机器房布置

2. 供电系统

1）大车电缆卷筒

装卸桥因装机容量大，大车运行距离长，需高压电缆供电，电缆卷筒安装在门梁上，以避免运输船碰撞，见图7-34。

2）小车供电方式

小车上的通信和动力电缆，需由机器房、电气室连接到小车上，由设在主梁臂架下的拖令轨道和小车拖令系统完成。拖令系统由牵引小车、中间小车和固定小车组成，小车间有牵引绳和弹力带，以防拉断电缆，电缆间还设有固定夹，以保证电缆的排列整齐。在主梁尾部设有维修平台，可对拖令系统进行日常保养、检查、维护。

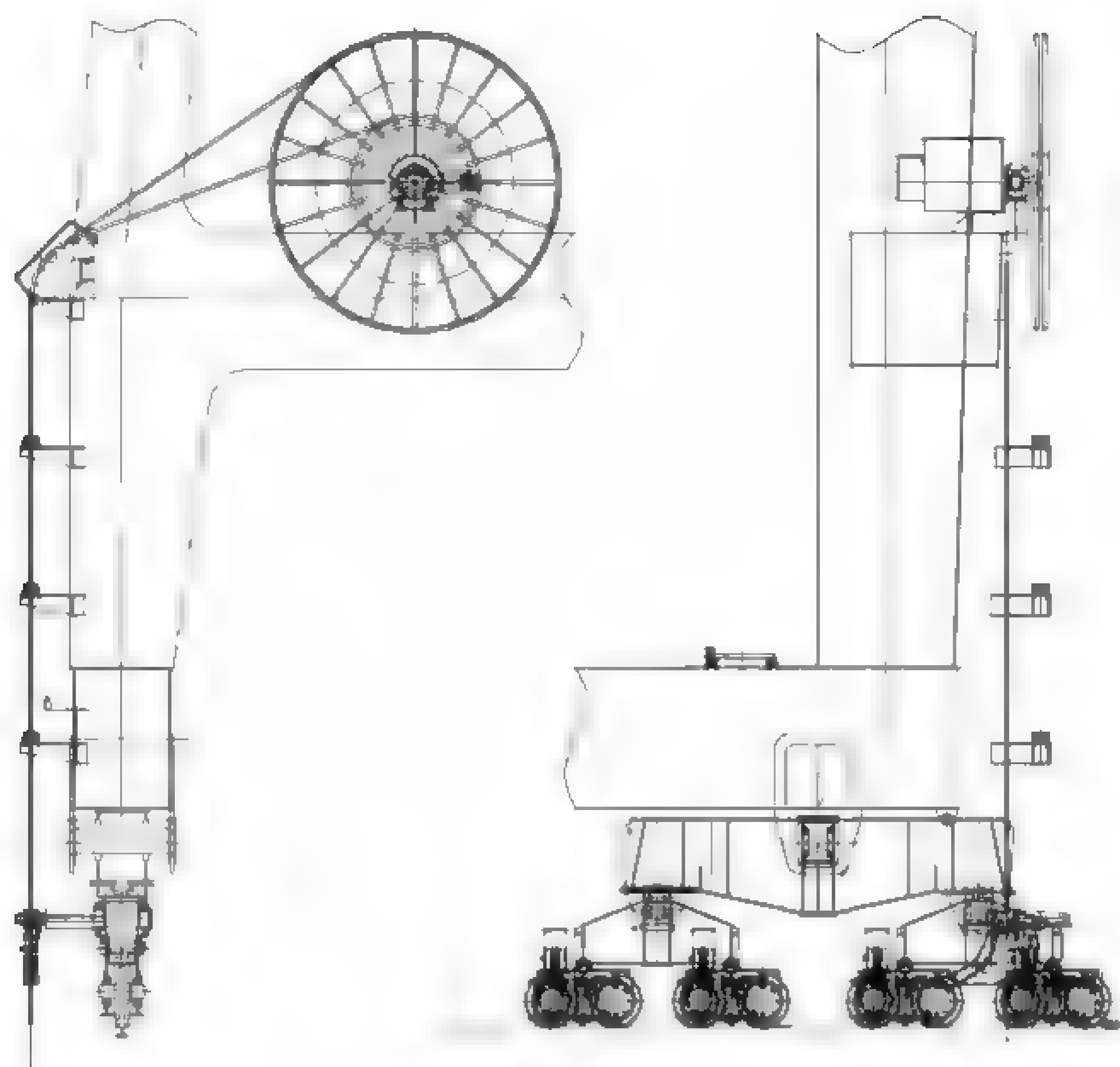


图 7-34 安装在门梁上的电缆卷筒

3. 安全保护装置

为了保证起重机装卸作业安全高效，装卸桥上设有一整套安全保护装置系统。起升机构和俯仰机构设有起升高度凸轮开关、超速保护开关、钢丝绳防松开关等。起升机构还设有超负荷限制器、重锤式起升高度极限开关。

臂架挂钩处设有俯仰停止、急停限位，还设有挂钩挂上和抬起指示限位。

小车运行设前后行程减速限位和停止、急停限位，中间设小车停靠限位和锚定限位，以及过槛梁保护限位。

大车运行设有相邻设备防撞限位以及锚定、防风系缆限位。

装卸桥最高处设有风速仪和避雷针。

4. 走台及电梯

装卸桥上设有可到达任何维修保养点的梯子走台、平台。通道的最小通行宽度不小于700mm，梯子的最小通行宽度不小于650mm。在主梯侧还可安装一部电梯，可直接到达司机室平台或机器房平台。

7.2.6 吊具

为了满足各类钢材的装卸需求，宽厚板装卸桥配备了不同形式的专用吊具，并配套了多种连接形式，以保证吊具的快速更换，提高装卸效率。

1. 永磁吊具和电磁吊具

1）永磁吊具

（1）工作原理

电控永磁核心部分由两种性质不同的永磁体组成：极性恒定永磁体和极性可逆永磁体。

在吊载工作状态下，两组永磁体极性方向相同，磁力叠加施加于工件上从而实现工件的吸附起吊（见图 7-35，图中箭头所示为磁力回路）；在卸载工作状态下，两组永磁体磁极方向相反，磁力相互抵消，对外部工件施加的磁力为零从而完成与工件的分离（见图 7-36）。

工作状态的相互转换是通过使两组磁体中的极性可逆永磁体的极性转换来实现的。而极性可逆永磁体的极性转换是通过给环绕在其外部的电磁线圈施加一个短暂的电流脉冲来完成的。

（2）工作特点

电控永磁在工件运输过程中是不需要任何电力维持的。电控永磁的磁力不依附于任

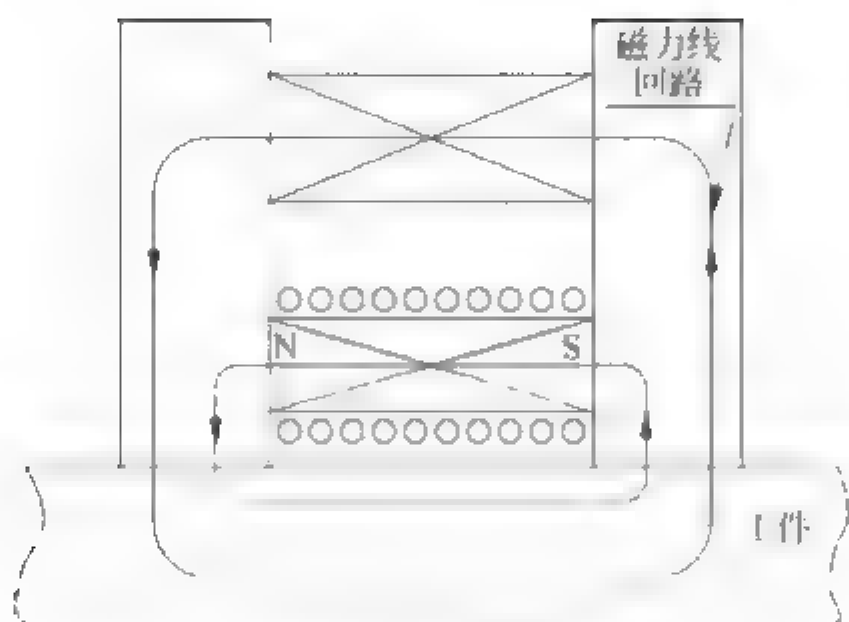


图 7-35　吊载状态

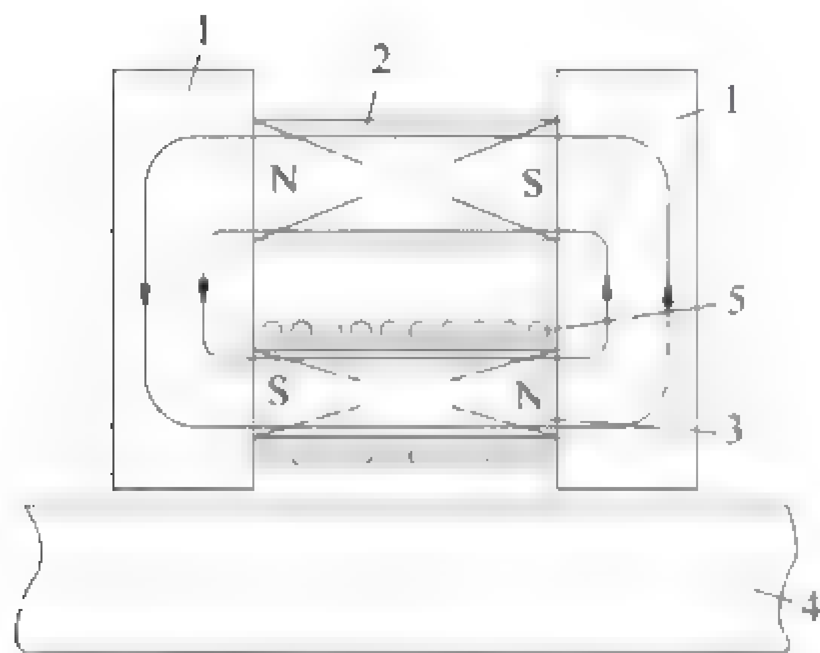


图 7-36　卸载状态

1—碳钢芯；2—静态永磁；3—可逆永磁；
4—被吊钢材；5—线圈

何外部能源，不会发生由于电源故障及电缆折断引起的工件坠落。

电控永磁的磁力是恒定的，不随时间及工作循环制而变化，不会发生由于磁力衰减而引起的工件坠落。

由于采用稀土材料，永磁吊具造价较高。在永磁吊具选用时，其吸力应为额定吊重的3倍以上。

2）电磁吊具

（1）工作原理

电磁铁工作时，电磁铁产生的主磁场将被吸物端面充分磁化，产生强大的电磁吸力来保证安全吊运物料，见图7-37。

（2）工作特点

电磁铁模块通电持续率为60%，电磁铁的吸力应为额定吊重的3倍以上。

电磁铁在工件运输过程中是需要电力维持的。如发生电源故障及电缆折断会使磁场消失，引起工件坠落。

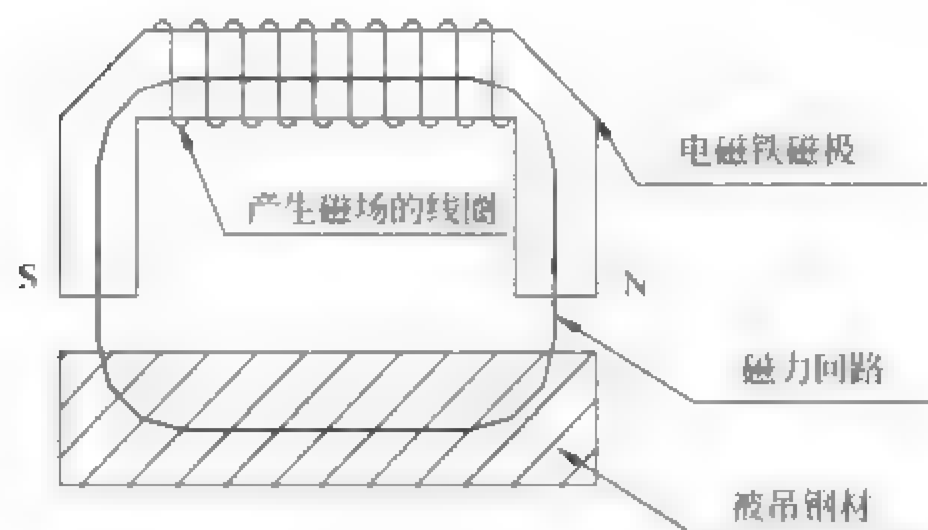


图 7-37　电磁铁工作原理

电磁铁吊具可实现多张吊运，且造价成本较低。

3）电磁吊具与装卸桥的互锁

装卸桥主机构在运行时，电磁模块控制开关无效，以确保电磁模块一直处于满磁状态。

电磁模块控制系统在未达到满磁时，与装卸桥的运行机构联锁，此时装卸桥运行机构不能运行。

当装卸桥在作业过程中主机构停止时，电磁模块控制系统能自动识别励磁开关位置，若不在满磁状态，电磁模块控制系统能自动进行联锁保护，以免电磁模块的吸吊物品落下。在零磁和满磁时允许装卸桥运行机构动作。

4）蓄电池

为了避免电磁吊具在电源故障时发生载荷脱落，在装卸桥上装有蓄电池。励磁时，一旦发生系统电源断电，蓄电池立即投入保护；或者一旦由于交流电缺相、功率器件损坏、控制电路故障等造成电磁铁励磁电压降低，蓄电池也立即投入保护。蓄电池应能维持磁力30min，以保证此时间内使用应急机构将载荷放置到安全部位。

5）吊具双供电系统

为了防止电磁铁供电电缆在装卸桥作业时折断，引起工件坠落，装卸桥可在吊具上配备两套供电系统，以增加装卸桥装卸作业的安全性和可靠性。

2．带电磁模块的伸缩吊具

1）伸缩吊具的组成

伸缩吊具是由伸缩吊梁、电磁模块以及供电、控制系统组成。吊梁的伸缩机构有销齿传

动、链条传动及液压缸传动。伸缩吊梁可调整长度,并设置不同数量的电磁模块,以满足不同型号钢板的吊装需求。选用时要特别注意,需确认宽厚板重之和在电磁吸盘及起吊设备额定负荷之内。伸缩吊具见图7-38,图中左侧为伸出状态,右侧为缩回状态。

2) 常用的几种伸缩吊具

(1) 伸缩短电磁吊具

吊具伸缩范围:7.6～11.5m

电磁模块数量:至少6块

最大吊重:≤25t

适用宽厚板吊运范围(长×宽×厚,mm×mm×mm):

(3000～13000)×(1300～4100)×(5～150)

(2) 伸缩中电磁吊具

吊具伸缩范围:13.6～16.6m

电磁模块数量至少7块

最大吊重:≤25t

适用宽厚板吊运范围:(长×宽×厚,mm×mm×mm):

(3000～18000)×(1200～4100)×(5～150)

(3) 伸缩中长电磁吊具

吊具伸缩范围:17～21m

电磁模块数量:至少8块

最大吊重:≤25t

适用宽厚板吊运范围(长×宽×厚,mm×mm×mm):

(3000～23000)×(1200～4100)×(5～100)

3) 固定电磁吊梁

固定电磁吊梁由固定吊梁、电磁模块以及控制系统组成。吊梁不可调整长度,满足各型号钢板吊装需求,虽然在调运小规格钢板时显得比较笨拙,但由于不用伸缩,吊具自重轻、制造成本低,且故障率也小,适应小投资码头使用,见图7-39。

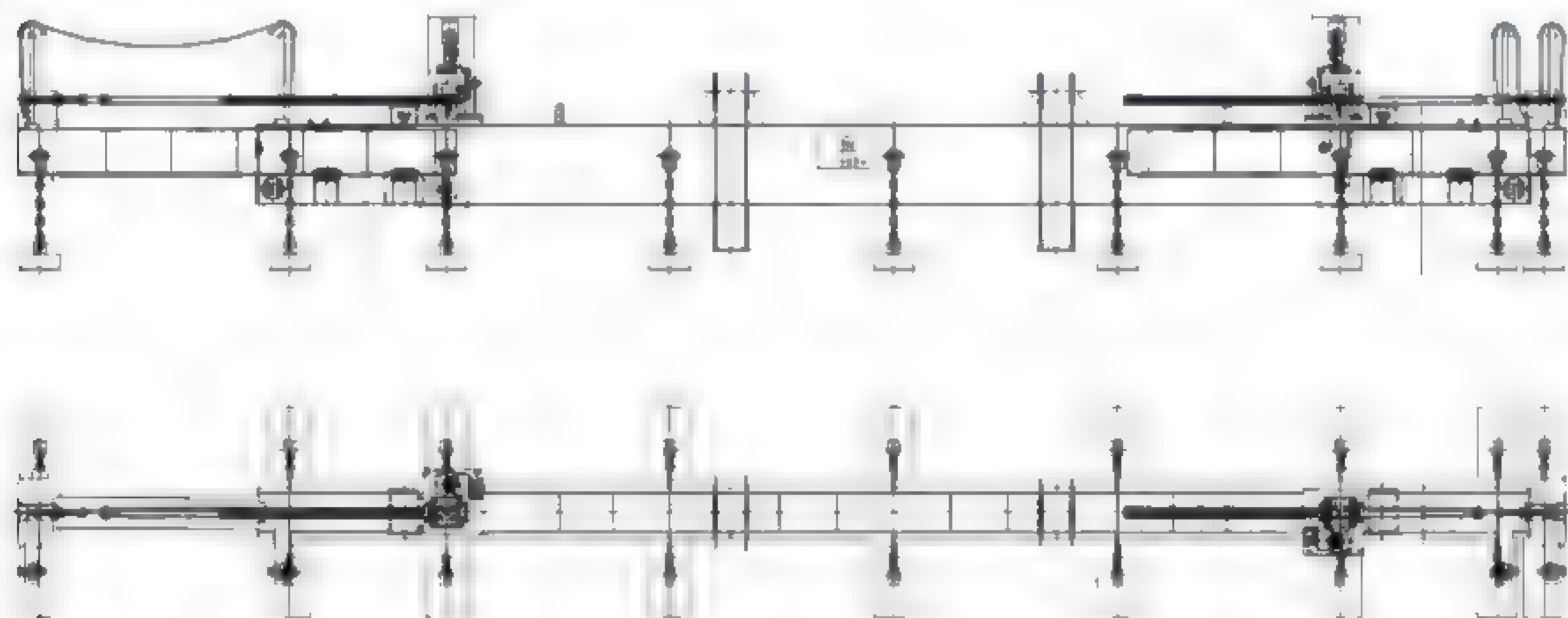


图7-38 伸缩电磁吊具

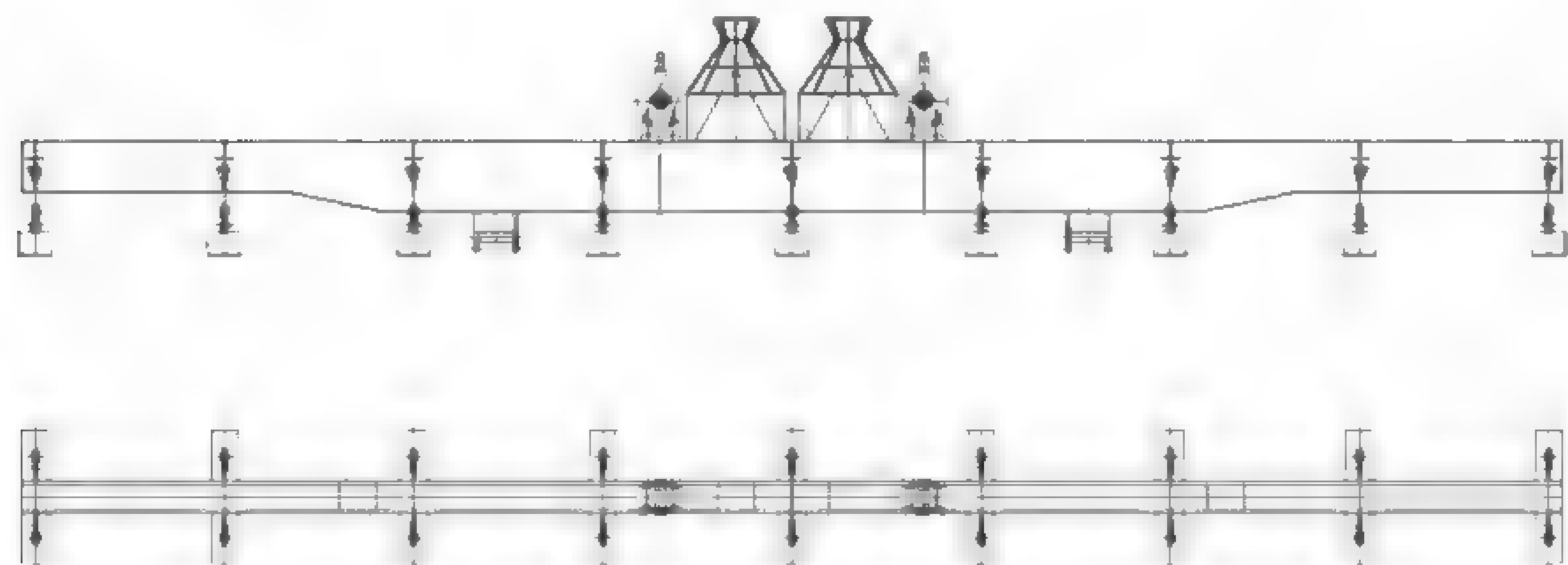


图7-39 固定电磁吊梁

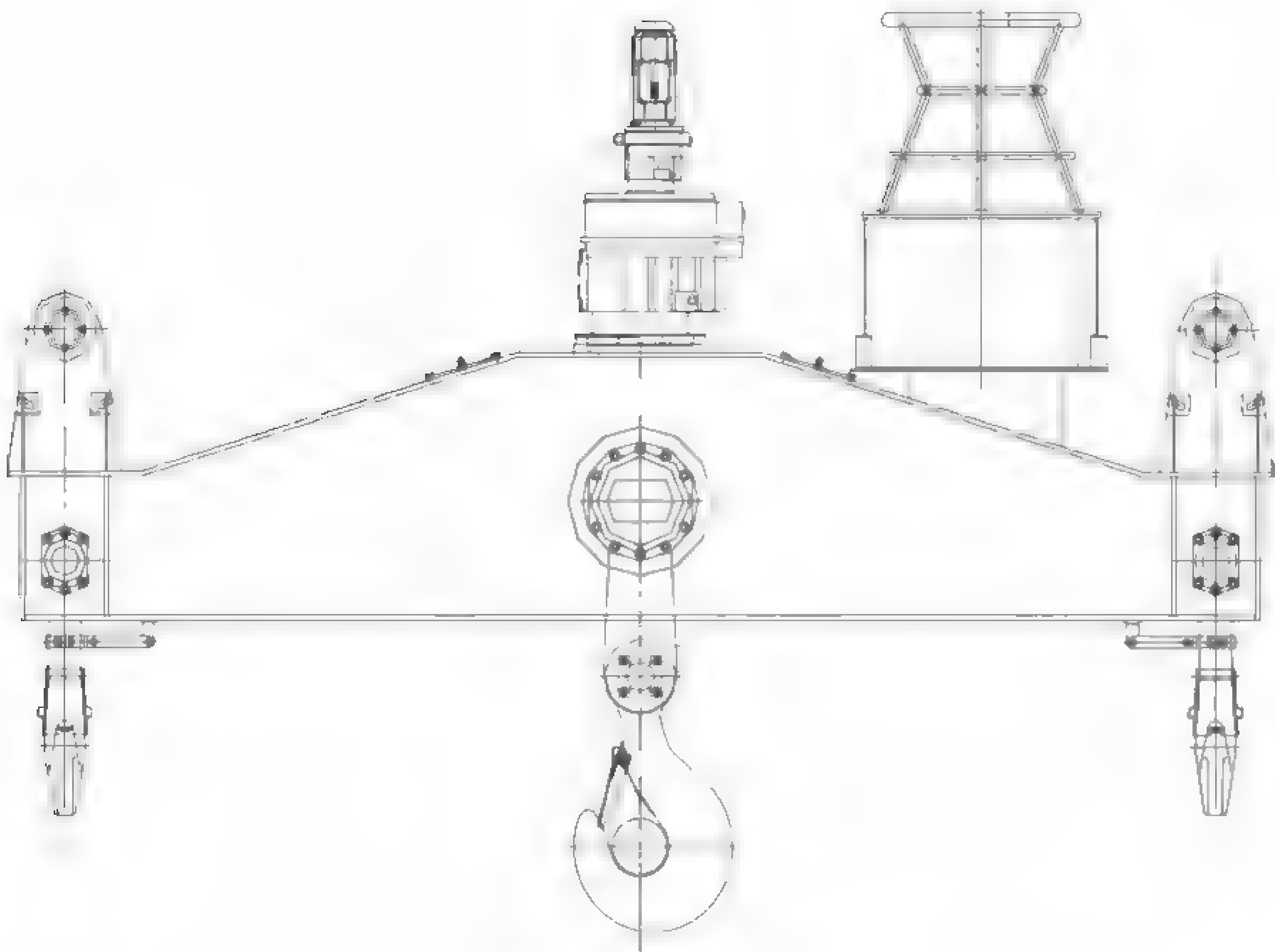


图 7-40　回转吊钩梁

3. 回转吊钩梁

回转吊钩梁设置有3个吊钩，中间主钩可回转，以满足装卸时的角度调节要求。额定起重量可根据所装卸的最大件的重量设定，一般额定起重量约为50t，可用于型材吊运，还可用于配挂专用吊具。两侧可各设一个25t吊钩，用于吊挂大磁力模块，以满足超厚板、大重量钢板的装卸。由于主钩旋转，需配备吊具电缆筐或吊具电缆卷筒(见图7-40)，如不需主钩回转可配置固定式主钩，这样可不必设置供电电缆筐。

4. C形钩和7字钩

C形钩是用于吊装钢卧卷的专用吊具，一般吊挂在吊钩梁的主钩上使用，见图7-41。

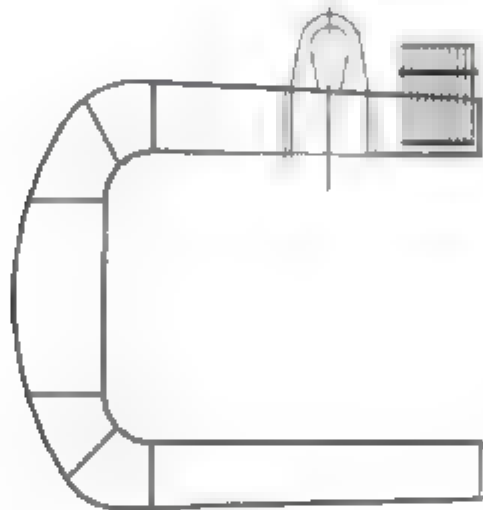


图 7-41　C形钩

7字钩是另一种钢卧卷的专用吊具，其吊梁上设有3～5个挡位，可根据卧卷的尺寸进行调节，以满足不同长度卧卷的吊运要求，见图7-42。

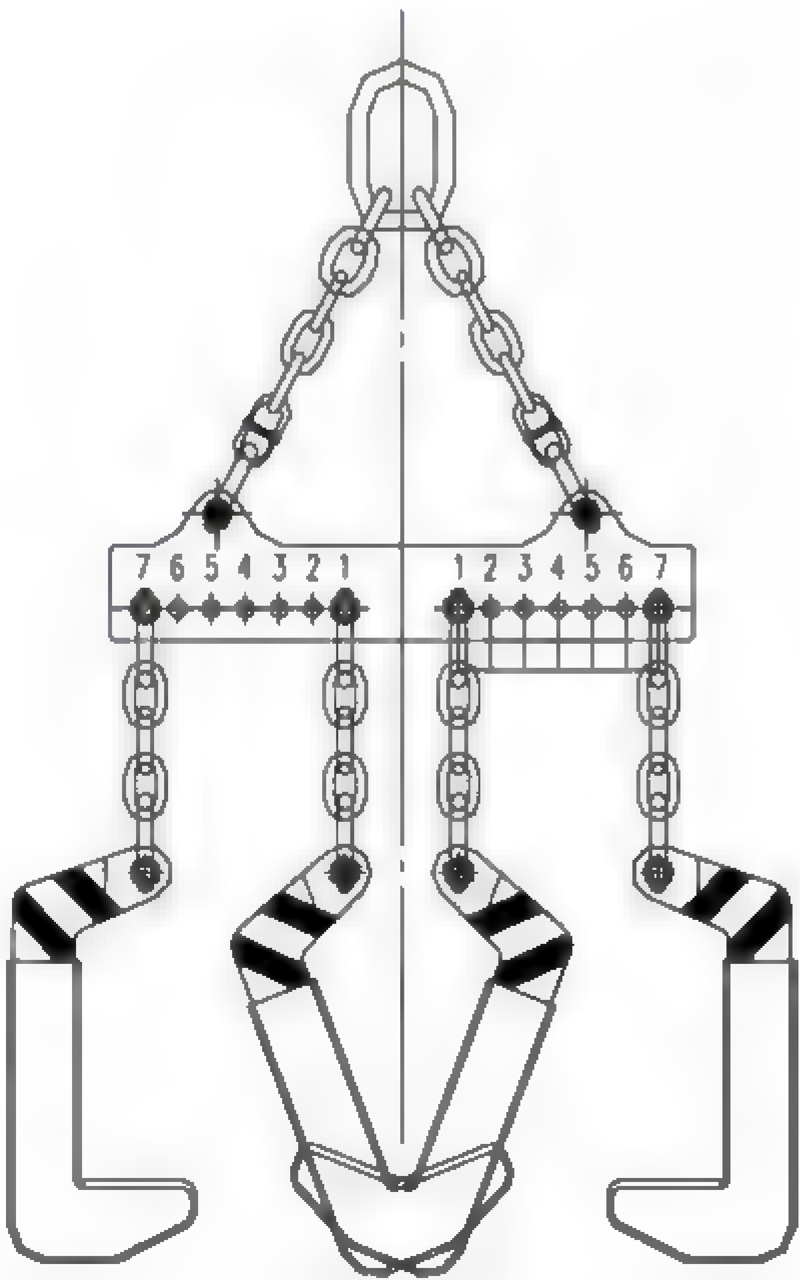


图 7-42　7字钩

5. 板坯夹钳

当钢板厚度200mm以上时，可采用板坯夹钳。板坯夹钳靠自重自锁，不需电力驱动。板坯夹钳可与吊钩梁边钩相连，见图7 43。

装卸桥因装卸物料的不同而多种多样，不局限于以上所介绍内容。为了提高装卸效率，用户可根据需要进行多种组合，灵活使用。

7.2.7 吊具与起升钢丝绳的连接

吊具必须与起重机的起升机构连接才能完成钢材的装卸，通常船厂的卸船码头以装卸各类钢板为主，所以吊具通常是伸缩或固定吊梁，基本不更换吊具。而钢厂装船码头需装船各类成品钢材，且针对不同的钢材需不断地更换吊具。如何快速便捷地更换吊具是必须解决的问题。

1. 直接连接

此种连接方式只有当装卸桥只需完成钢板装卸作业且不更换吊具时才能使用。起升机构动滑轮直接装在伸缩或固定吊具上(见图7-44)，吊具的电缆筐也直接装在吊具上，节省了过渡吊架的重量。

2. 通过吊架与吊具连接

此种连接形式借鉴了岸边集装箱起重机的常规形式，吊架与吊具、吊梁连接采用转销形式(见图7-45)，转销开闭手动完成，并设有

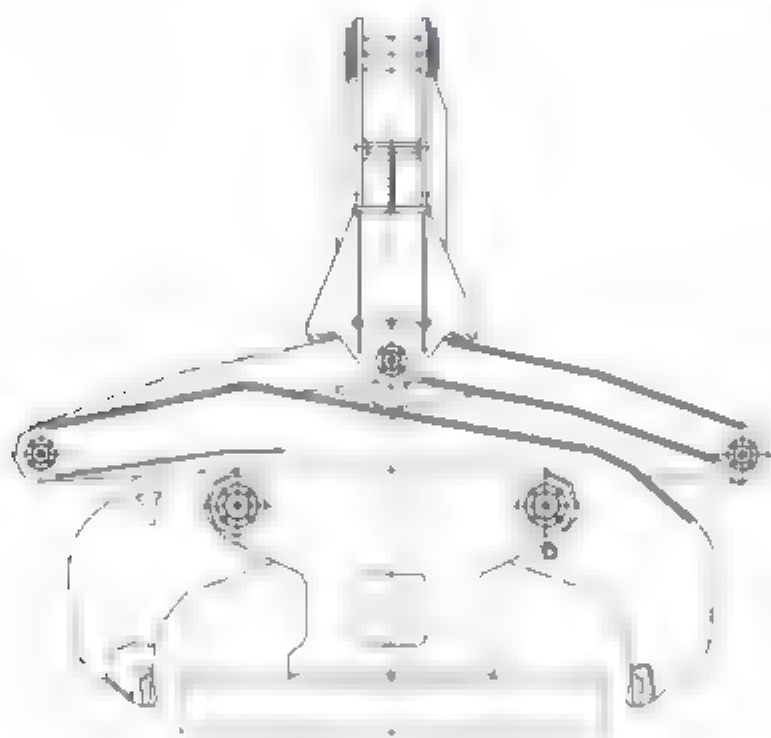
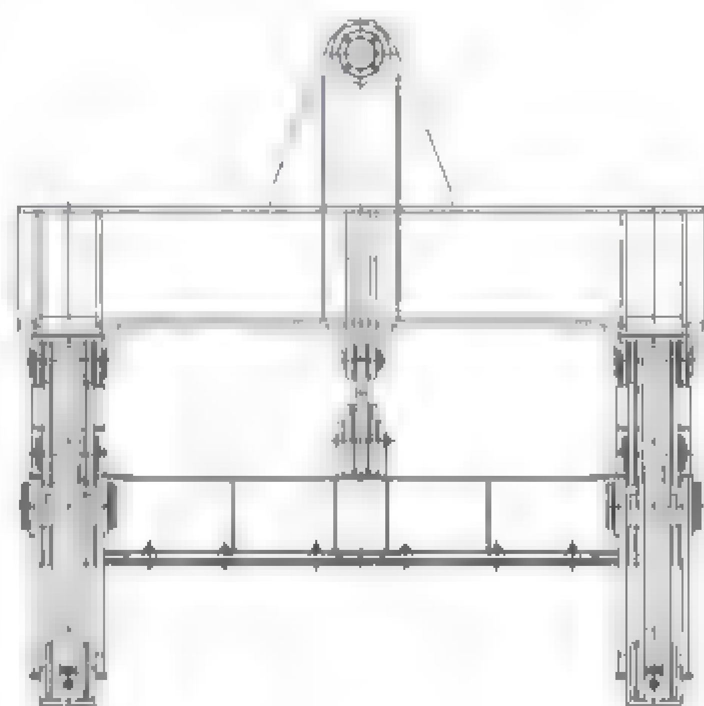



图7-43 板坯夹钳

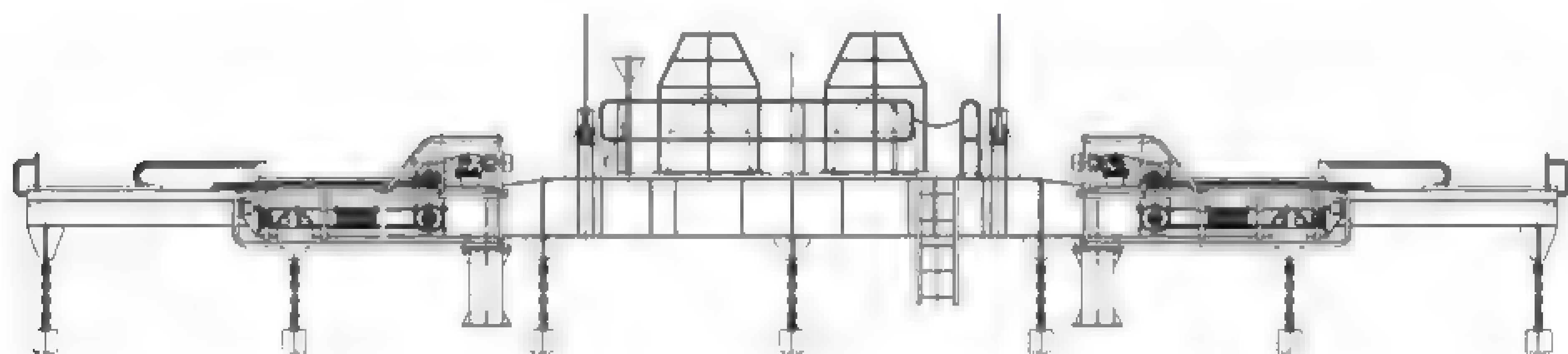


图7-44 起升机构动滑轮直接装吊具上

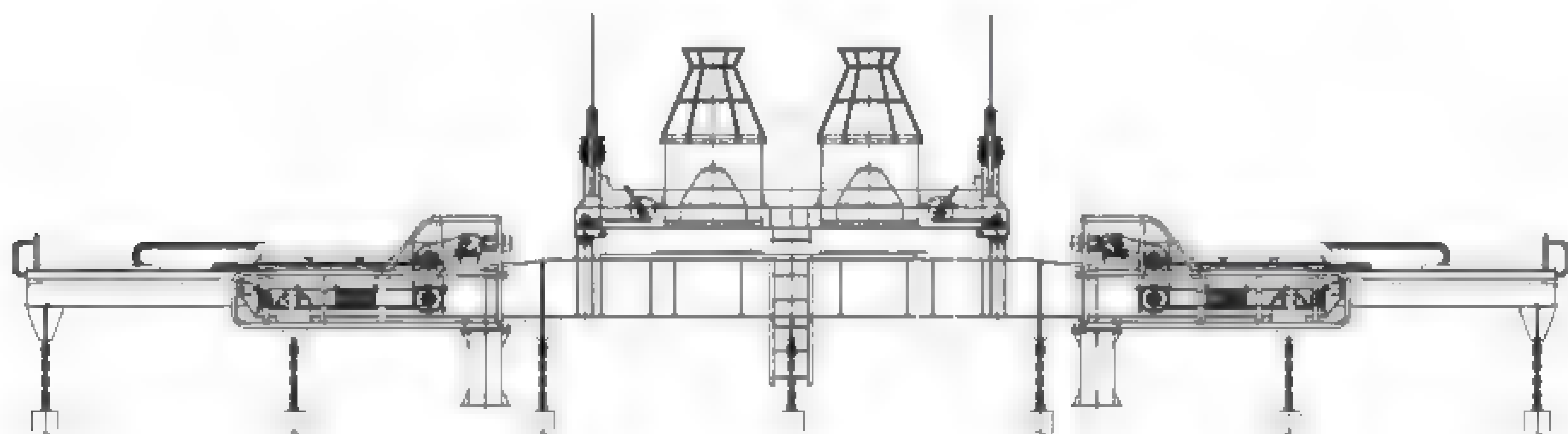


图7 45 头部吊架与吊具、吊梁采用转销连接

限位开关，避免连接错误。有的用户还采用带回转机构的头部吊架(见图7 46)，用来解决调运钢材摆放时的角度变换问题，通常回转角度为±100°。为电磁铁和吊具伸缩供电的电缆筐固定在吊架上，吊具电缆上端固定在小车架上，下端采用快速接头完成与电磁吊具的分合。此种连接方式的优点是装拆方便。如用户码头拓展集装箱装卸业务，还可在头部吊架上连接集装箱吊具，进行集装箱作业。但起升机构工作时必须一直带着头部吊架和电缆及电缆筐载荷。

3. 吊钩连接

由于头部吊架较重，并作为固定载荷伴随着整个装卸过程，对整机结构、起升电机功率影响较大。为了减少载荷，可在动滑轮上直接装吊钩，电磁吊具或吊钩梁直接挂在吊钩上，吊钩上设有防脱落装置(见图7 47)。吊钩连接方式的电缆收放采用电缆筐形式，电缆筐固定在吊具上，电缆插头设到小车架上，换吊具时需放下电缆，而重装时，需从地面将电缆提到小车架上。

4. 过渡吊梁连接

有的码头装卸板材的长度、宽度尺寸差距较大，为了提高装卸效率，配备了不同规格的电磁吊具，如每个电磁吊具上都单独设置吊具电缆和电缆筐，会造成很大的成本浪费。结合头部吊架连接和吊钩连接两方式的优缺点，可采用过渡吊梁连接方式(见图7-48)。吊梁上只设电缆筐，下部有插销与吊具相连，电缆与吊具采用快速插头连接。过渡吊梁不承受除吊具电缆和电缆筐以外的其他载荷，这样过渡吊梁可以很轻，可满足一台装卸桥一套吊具电缆配多套吊具的需求。

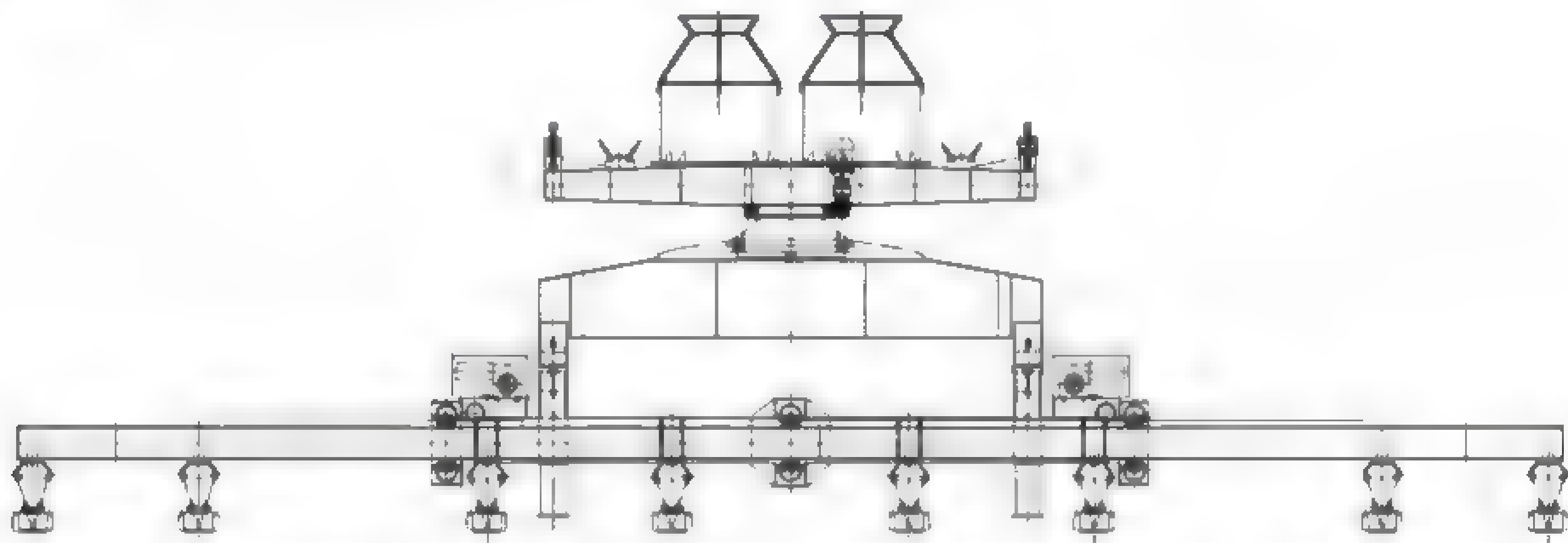
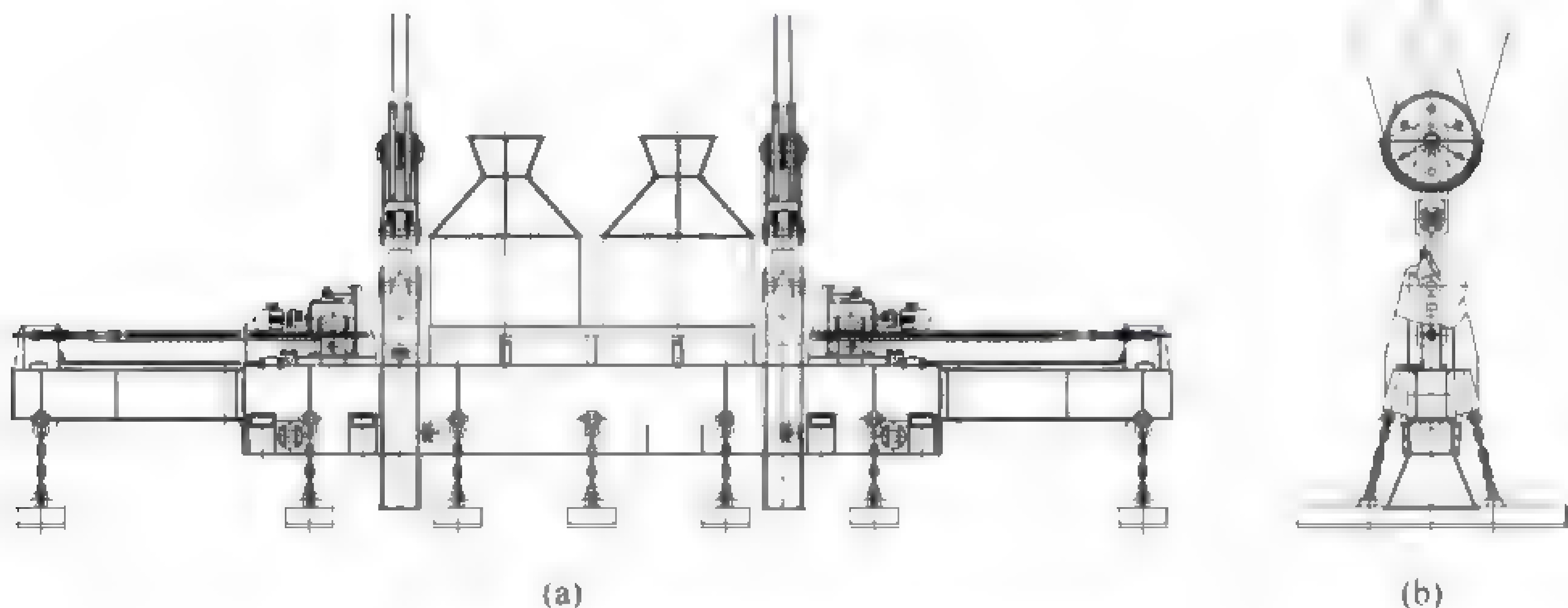


图7-16　带回转机构的头部吊架



(a)　(b)

图7 47　吊具直接挂在吊钩上的连接方式

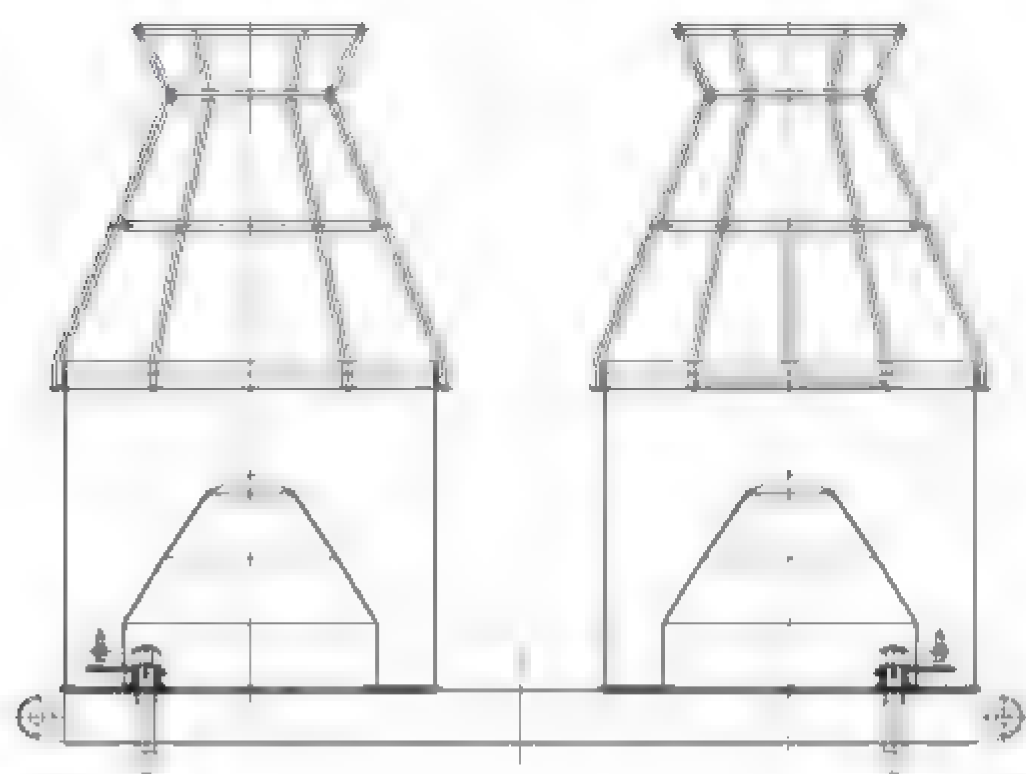


图 7-48　采用过渡吊梁的连接方式

7.3　轨道式高塔柱起重机

7.3.1　概述

1. 功能与特点

轨道式高塔柱起重机(portal harbour crane)是在港口移动轮胎式高塔吊(mobile harbour crane)基础上,更换底盘为轨道门架结构而衍生出的港口起重设备,图 7-49 示意了它的演变。它在码头固定轨道上行走,多数以电力为动力,主要使用四索抓斗或电动液压抓斗从事散物料装卸船作业,也可以方便地更换为机械、电动吊钩或集装箱吊具,兼顾件货、大型构件和集装箱装卸作业。它在功能上与港口门座起重机或抓斗式卸船机类似。使用抓斗进行散物料作业的效率介于两者之间。

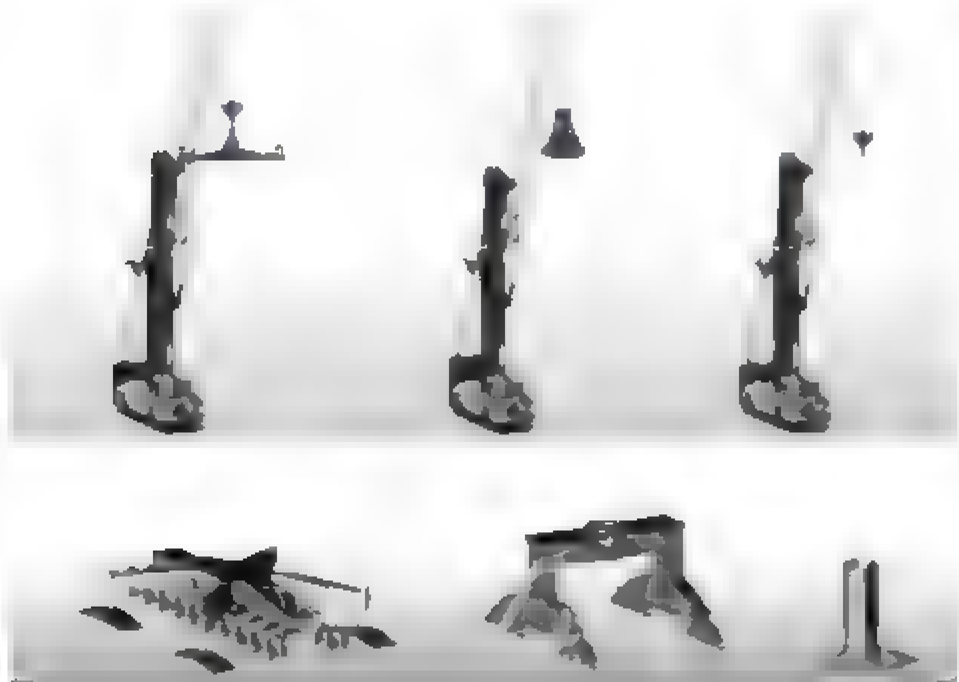


图 7-49　轨道式高塔柱起重机的演变

2. 发展状况

1956 年德国高华公司生产了世界上第一台移动式高塔吊,依靠轮胎灵活移动,一段时间后就出现了轨道式高塔吊。生产这种起重机的企业很少,目前世界上主要有两家公司生产这种起重机,分别是利勃海尔公司和高华公司,均在欧洲。图 7-50 和图 7-51 所示分别为这两家公司的典型产品。该种设备也一直朝着大型化和高效率方向发展,吊钩起重能力最大可至 208t;集装箱可以双箱作业,每小时最多完成 38 次作业循环;四索抓斗作业起重最大到 75t,工作级别 A8,电动液压抓斗作业最大到 90t,工作级别 A7,散货的作业效率最高至 2000t/h。



图 7-50　利勃海尔轨道式高塔柱起重机



图 7-51　高华轨道式高塔柱起重机

该种起重机世界各地都有应用。运输的形式可以以大部件形式分装后现场组装，也可以整体滚装。最大级别的自重约为600t，对应4000t·m的起重能力；轻量级别的自重120t，对应500t·m的起重能力，比同级别港口门座起重机轻了很多。由于这种起重机自重轻、结构重心较低，决定了其抗风能力比较强，在经常受强风袭扰的港口应用得很好。

20世纪80年代后期，交通运输部水运科学研究院开始研发轨道式高塔柱起重机，先后研制成功了5,10,16,32,40t等系列产品，用于广东中山、汕头等港口，并起草了《港口高塔柱式轨道起重机技术条件》(GB/T 16562—1996)国家标准。

7.3.2　结构形式

1. 门架

门架支承着起重机的回转平台及以上部分，其由行走台车、平衡架、门式框架组成。门架的下方空出位置可以通过火车、重型卡车或者散料带式输送机。针对不同特点的码头和用户要求，可也设计不同轨距和净空高度的门架。门架上一般会放置上机的动力电缆卷筒装置，同时也安装了防风的锚定装置。

2. 回转平台

回转平台与门架通过回转支承连接，有的通过法兰直连，有些则带有一节较矮的圆筒过渡提升整机高度。这与传统港口门座起重机有非常大的不同，门座起重机都有很高的圆筒把回转平台放在高处，而高塔柱起重机的回转平台要低得多。在回转平台后部安装了配重，中心位置固定了塔身，回转机构、起升装置、电气房、液压站和动力站都坐落在回转平台上，这样的结构使得整个起重机的重心很低，也是它抗风能力强的主要原因。

3. 塔身

最初的轮胎式高塔吊的塔身是通过铰点与回转平台连接的，在特殊需要时塔身可以放置成接近水平状态，使它行走时能穿越一些港口内有高度限制的廊道。这种轨道式的起重机塔身底部与回转平台牢固地焊接在一起，不再有放倒功能。塔身的高度根据起重机的起重吨位及幅度范围差异约为30～40m。塔身的结构有片式结构、半封闭框架结构和全封闭桶形结构等不同种类，图7-52展示了这些不同的形式。塔身的顶部装有滑轮组，中部固定臂架，操作室安装在视野开阔的上部。塔身内有走梯，可以从下部通往司机操作室和塔顶。

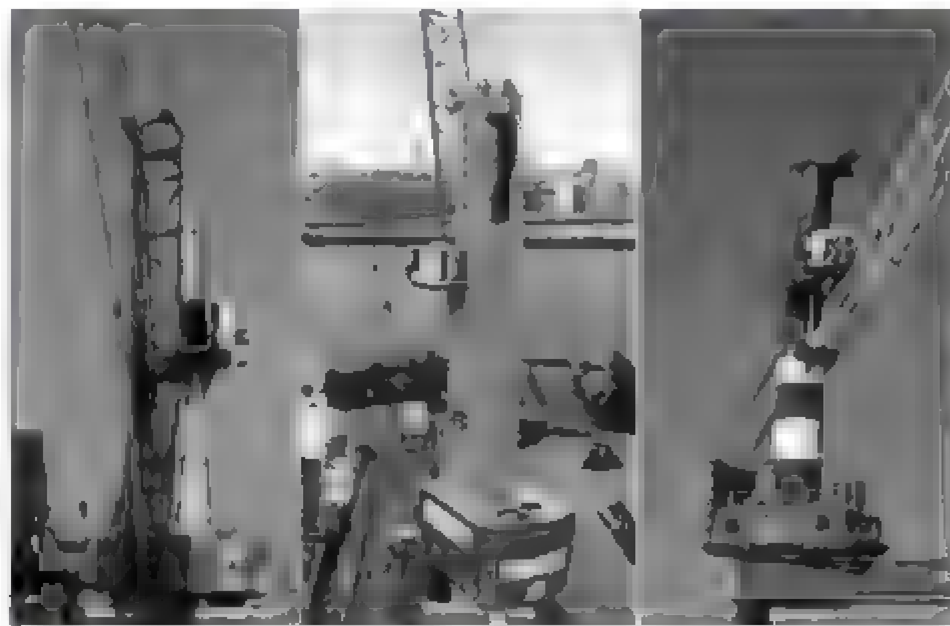


图7-52　不同的塔身结构

4. 臂架

臂架采用花梁结构，由高强度、高韧性的特殊钢管制造，一般分为两段或三段，由高强螺栓和法兰连接起来。臂架有很好的刚性和很强的抗扭转能力。臂架尾部通过免维护的关节轴承与塔身铰接；后部连接了变幅液压缸；头部安装滑轮组。臂架起伏带动吊点前后移动实现变幅动作。在臂架头部与塔身顶部之间按照3倍缠绕的钢丝绳有补偿作用，使得臂架头部上下移动时，吊点的高度始终保持在相同的水平面上。臂架头部可以一直向下放置到地面的支架上，方便进行维修和保养。

7.3.3　主要机构

1. 动力系统

轨道式高塔柱起重机的动力系统有两种：一种是使用码头的交流电，占绝大多数；另外一种是电力燃油两用，占极小比例。由于在固定的轨道作业，单独使用燃油发动机形式已不再使用。

使用不同动力驱动，各个机构的运转方式也有不同：

(1) 动力电—电动机。采用高电压上机方式，经变压器降压后供给运行、回转、起升各机构驱动电动机，使用电动机驱动液压泵给变幅

机构液压缸。高华公司的起重机多数采用这种方式。

(2) 动力电—液压站—液压马达。采用高电压上机方式,经变压器降压后使用电动机带动多个液压泵,用液压马达驱动行走、回转、起升机构,液压缸驱动变幅机构。利勃海尔公司的起重机多数采用这种方式。

(3) 发动机-液压站-液压马达。电力和燃油双动力的系统切换到发动机运行,带动多个液压泵,用液压马达驱动行走、回转、起升机构,液压缸驱动变幅机构。

(4) 其他方式。除上述方式外,也有些机构驱动稍有变化,如采用液压站的方式时行走、回转机构使用电动机驱动;使用燃油发动机动力时增加发电机提供交流电,再用交流电驱动行走、回转等机构。

2. 运行机构

在门架的四角安装平衡架和行走台车,根据起重机的自重、码头和轨道的承载能力,安装在每个角上的车轮数量有4个、6个、8个甚至到12个,如图7-53所示。其中的部分车轮上安装了驱动装置,可能是三合一的减速箱,也可能是液压马达,这些车轮转动使起重机在轨道上完成行走动作。另外还安装了夹轨器或防爬装置、防撞装置和报警器等。

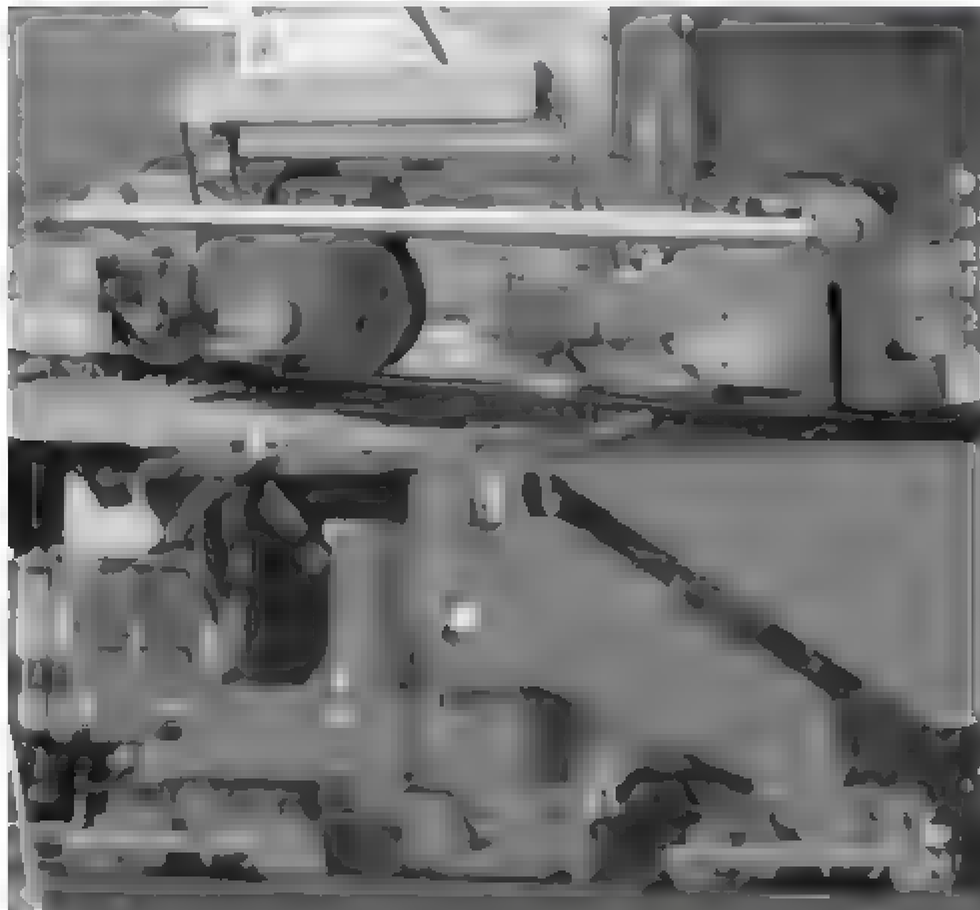


图7-53 运行机构

3. 回转机构

回转机构主要使用一盘三排滚柱的回转支承,由2~3台电动机或液压马达带动行星减速器驱动小齿轮与大轴承啮合,如图7-54所示。可采用钳式刹车片制动器,也可采用干式多片液压制动。回转机构中心安装有电气和液压滑环,可使平台上的结构完成360°不间断地回转动作。另外还安装有回转角度检测传感器。



图7-54 回转机构

4. 变幅机构

变幅机构靠液压缸的伸缩带动臂架的起伏使吊点的幅度变化。液压缸两端的铰点一般使用免维护的关节轴承,活塞一端固定在臂架上,缸筒的一端则有以下两种固定方式。

(1) 缸筒固定在回转平台上塔身的根部,以利勃海尔公司的起重机为代表,液压缸处于受压状态。伸出液压缸工作幅度(半径)减小,回缩液压缸工作幅度增大,属常规应用方式,见图7-55。



图7-55 变幅机构(受压型)

(2) 缸筒固定在塔身的上部,在臂架与塔身铰点之上,液压缸处于受拉状态。伸出液压

缸起重机工作幅度增大，回缩液压缸起重机工作幅度减小，见图7-56。这种方式液压缸藏在了臂架的后面，可以有效避免作业过程中船舶或货物碰撞液压缸事故。



图7-56　变幅机构(受拉型)

两种方式在液压缸上都有液压保护装置，防止油管断裂或其他特殊情况造成臂架坠落。液压缸的行程很大，可以让臂架头部放置到或接近地面。

5. 起升机构

起升机构由多个部件组成，使用4根防自转的钢丝绳分别缠绕在2个起升钢丝绳卷筒上，2根支承作用，另外2根开闭斗。钢丝绳卷筒在回转平台上固定。起升减速箱有平行轴式，也有安装在卷筒内的行星式减速箱(见图7-57)，节省了空间。

驱动装置高华公司多数采用直流调速电动机，配合使用平行轴减速箱和盘式制动器；利勃海尔公司多采用大扭矩的柱塞式液压马达，配合使用内置行星减速箱和多片湿式液压制动器(见图7-58)。

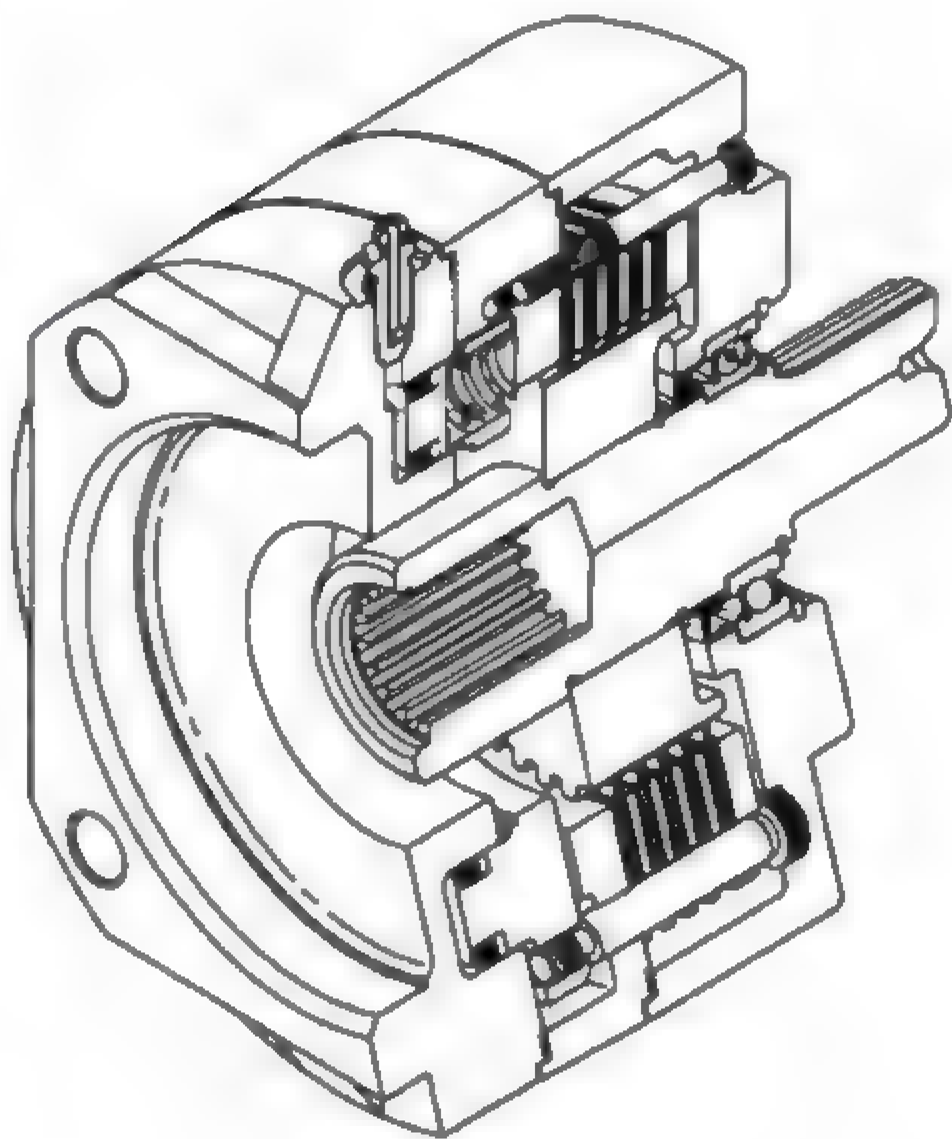


图7-58　多片湿式液压制动器

起升机构还包含了多组滑轮，部分设备位于臂架头部的开闭绳换向滑轮外缘宽大，开闭绳与抓斗绳连接膨大的部分可以绕过滑轮，增加了使用四索抓斗时起升的极限高度。

6. 附件

1）吊钩

分为普通吊钩和电动回转钩两种。使用电动回转钩时，需在臂架的顶端安装一个电缆卷筒。

2）抓斗

使用四索抓斗，也可以使用电动液压抓斗。电动液压抓斗也需使用臂架顶端的电缆

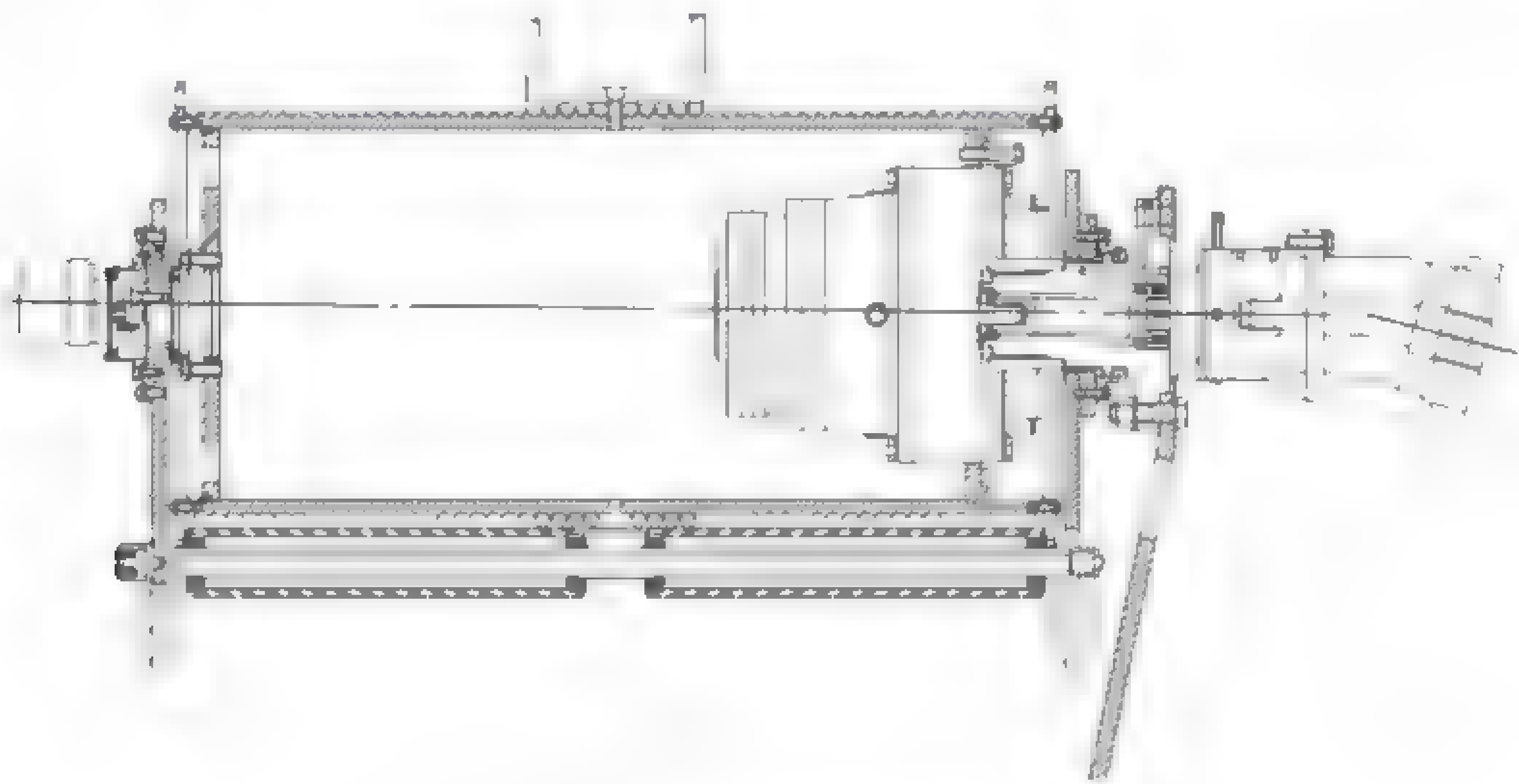


图7-57　安装在卷筒内的起升减速箱

卷筒提供交流电源。根据电动抓斗的不同种类,有些挂在电动旋转钩上,有些直接挂在钢丝绳上。

3) 集装箱吊具

挂在电动旋转钩上,实际上是标准的电动液压集装箱吊具。

7.3.4 电气及控制系统

1. 特点

由于轨道式高塔柱起重机从轮胎式高塔式起重机发展而来,电气及控制系统留有许多带发动机流动机械的痕迹。其控制部分是特殊定制的,与港口门座起重机那种比较通用的PLC控制方式有较大区别,用户想变更控制程序几乎不可能。

2. 供电系统

使用高压上机的电源电压等级有交流6kV、10kV等,三相四线或三相五线制,"3相+零线+地线"的五线制方式占绝大多数。通过电缆卷筒缠绕柔性电缆从地面或地面的电缆桥架引到起重机的高压柜上,经变压器变换成交流400V,50Hz或600V,50Hz的电压供给各部分用电设施。高、低压部分设有隔离开关和综合保护装置,变压器为干式。

3. 电气室

起重机有一间独立的电气室,电气柜安装在电气室内。高华公司的起重机把所有的电气元件直接安装在一面墙上,省略了柜子,维护很方便。电气室有良好的通风和空调设施,并且安装了烟雾和火灾报警装置。

4. 调速系统

在轨道式高塔柱起重机上,涉及了以下几种电气调速系统。

1) 直流调速系统

将交流电整流成直流电,驱动起升或旋转的直流电动机。使用的是西门子的SINAMICS系列的产品,单个功率超过1000kW。

2) 软启动器

电液系统类型的起重机,使用软启动器驱动大功率三相交流异步电动机,带动安装了液压泵的齿轮箱。有时是两个电动机工作,为减小启动电流,需分别启动。在这部分的应用中,早期的星/三角启动方式在逐步淘汰,新的交流变频驱动方式也开始有了使用。

3) 交流变频器

行走电机一般使用交流变频器驱动,采用一拖多方式。使行走启动和停止平稳,并且速度可调。

有些新型号的起重机上也开始使用大功率交流变频装置驱动交流变频电机驱动起升机构。延长了起升电机的保养周期,也提高了电气系统的功率因数并有效地减少了谐波对电网的污染。

4) 力矩电机控制

有部分动力电缆卷筒和臂架头部电缆卷筒装置采用这种方式驱动,也有使用交流变频方式驱动的。

5. 计算机控制

轨道式高塔柱起重机有非常成熟的计算机控制系统,CPU内置程序,通过硬件把设备中的数字量输入、模拟量输入、计数器、键盘和人机界面的信息进行收集处理,再通过数字量输出、模拟量输出控制设备各部件的运行。

LITRONIC® 是利勃海尔公司自行开发的一套控制管理系统,主要的功能是控制起重机的各种动作,进行力矩限制,指示起重机的各种状态参数,定位并快速给出故障信息,查看和调整内部参数等。信息全部可以在点阵式高分辨率的液晶屏幕上显示出来。这套系统也是模块化的系统,由高性能的带VME-bus的CPU单元及分散放置的输入、输出模块组成,中间靠CAN-bus总线连接传递数据,使得控制电缆数量大大减少。所有的电气元件都是宽温度范围型的,在极端恶劣的环境下运行安全可靠。系统可以存储作业的数据,把起重机作业量进行记录统计并打印出来,甚至还具备类似黑匣子式的历史数据存储功能,为分析事故提供依据。

Visumatic® 则是高华公司开发的控制系统,功能与LITRONIC® 系统类似,操作界面使用了彩色液晶触摸屏,诊断功能更加强大,到期能提示操作者进行起重机各部分的保养工

作。良好的人机操作界面，便于司机的操作和技术人员解决故障。图7-59所示为司机的操作界面。

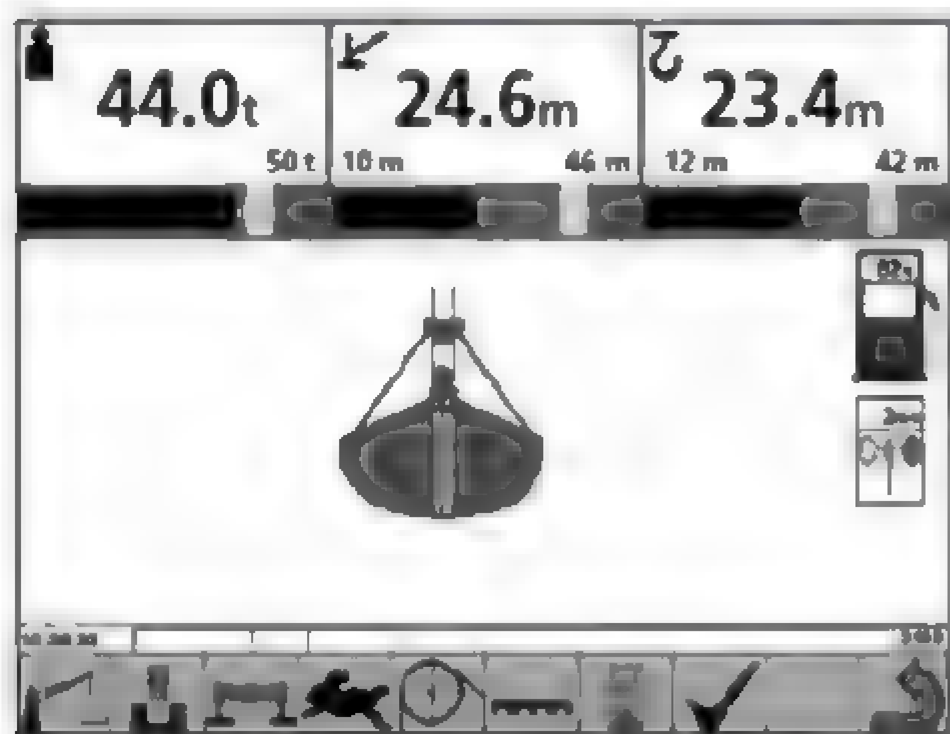


图7-59 Visumatic®操作界面

6. 远程联网功能

该种起重机都具备无线联网功能，可以实时把各种信息传递到码头的控制室、办公室，方便管理。在世界各地的设备也可以远程连接到生产厂家的维护中心，实现远程监视和控制，解决出现的故障，为用户提供及时和便捷的服务。联网的方式多种多样，近距离可以使用雷达，远距离可使用GSM移动电话网络和卫星通信。

7. 安全保护装置

在起重机上有数量众多的传感器，这些信息全部由CPU收集起来，一方面实现运行，另一方面提供安全保护。

1）温度保护

发动机水温、液压油的温度、制动器的温度、减速箱的油温等，都是监测对象，一旦超过限定的值，就会引起报警或停止。

2）压力保护

发动机机油压力、液压系统的压力也是监测对象，数值过高或过低引发报警或停止。

3）风速保护

安装的风速传感器监测风力，告知测量的数据并限制相关的动作。

4）同步控制

在起升机构上安装有光电编码器，把钢丝绳卷筒运动情况实时传递给CPU，通过计算补偿，使支承和开闭斗钢丝绳在作起升和下降的动作时保持完全同步，使4根钢丝绳平均承担重量，防止因为受力不均出现事故。抓斗的深挖或浅挖控制功能也是基于该编码器得以实现。

5）力矩限制保护

防倾覆和超限破断是起重机最重要的保护装置。力传感器、角度传感器和限位开关传感器起重要作用。

力传感器一般使用电阻应变片式，有的用销轴型，有的用拉伸型，能直接测量出钢丝绳吊点处的拉力，并在液晶显示器上显示出来。

角度传感器一般安装在臂架上，监测角度，经过计算换算成幅度数值，在液晶显示器上显示出来。

钢丝绳卷筒上安装了凸轮限位开关，在钢丝绳在卷筒上三圈的位置设定了下降极限限位开关；在钢丝绳缠满时设定了限位开关，有些在臂架头部也安装了顶点限位开关，这两组开关同时限定了起升极限。在到达这些极限开关之前还设定了减速限位开关，实现起升和下降限位两级保护。起升机构上的光电编码器能提供吊点的高度。

起重机根据这些实测数值就可以与内部设定的力矩限制曲线进行大小比对，实现安全保护，防止出现超负荷引发重大事故。

为了更加保险起见，在一些起重机上安装了双套的传感器，两套数值不一致时，起重机就会认为出现故障，停止工作。

7.3.5 特殊技术应用

经历了多年的发展，一些特殊的新技术也在该种起重机上有应用。

1. 液压能量回馈系统

利勃海尔公司的Pactronic®是一种蓄能器和电气综合应用的混合动力系统，如图7-60所示。在货物负载下降过程中，反送的能量和动力部分输出的多余能量同时充向蓄能器，在起升负载时蓄能器与动力部分输出能量共同出力。这样的系统实际上加快了起升和下降的速度，从而作业周转效率增加30%，相应地在

同样作业量下减少了30%的能量消耗，充分利用了能源。

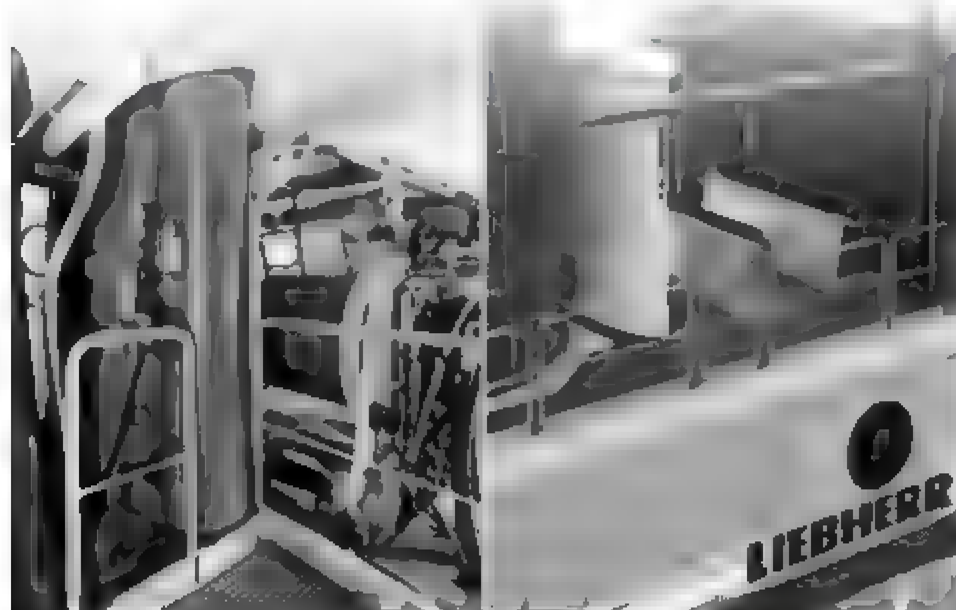


图 7-60 Pactronic®混合动力系统

2. 超级电容混合动力系统

高华公司的部分机型使用发动机和超级电容混合动力系统。在货物负载下降过程和制动过程中，反送的能量可以存储到超级电容中，在下一次动作循环时释放并利用这些能源，能够节约23.2%的能量。

3. 无线遥控操作

设备可以提供机下无线遥控操作功能。对于一些特殊作业，操作者可以近距离靠近作业货物或者协同操作，更加准确地完成吊运任务。

4. 双机同步控制功能

两台起重机可以并机操作，由一个操作者同时操作两台起重机。一般的双车起吊货物时，由于同步性差应减少25%负荷，而Sycratronic®系统的应用，使并机操作可按满负荷进行，最大可以吊运单件416t货物，对大型货物吊运非常有帮助。

5. 半自动操作功能

起重机可以在设定完取料点和卸料点后，使用半自动操作方式。它可以在两点之间以可能最快的速度运行，并且稳定地停在设定的点上，减少定位消耗的时间，提高效率。

7.3.6 主要技术性能参数

轨道式高塔柱起重机有多种机型，性能参数也有所不同。图7-61所示为典型的起重负荷曲线，三条曲线从上到下分别代表使用吊钩、电动液压抓斗、四索抓斗的负荷曲线，起重量与工作幅度的关系很清楚，是选型时最重要参考依据。

表7-10和表7-11分别给出两个公司不同机型的负荷参数供参考。

1. 起重量

图7-61典型负荷曲线标明了不同作业货物类别的起重能力。标准作业吊钩起重量最大，工作级别为A6；使用电动抓斗起重量小一些，工作级别为A7；使用四索抓斗作业起重量最小，工作级别为A8。起重量随幅度增加会按照给出的负荷曲线减小。以四索抓斗为例，最大75t的四索抓斗在11～26m起重量为75t，35m时为50t，48m幅度时起重量仅有35t。这里还应当注意，厂家给出的数值均包括吊钩或抓斗自身重量，如果抓斗自重25t，则能抓取货物净重就是50t。

2. 工作幅度

工作幅度是从回转中心计算的。有些机型回转中心可向轨道中心侧向偏移，可额外增

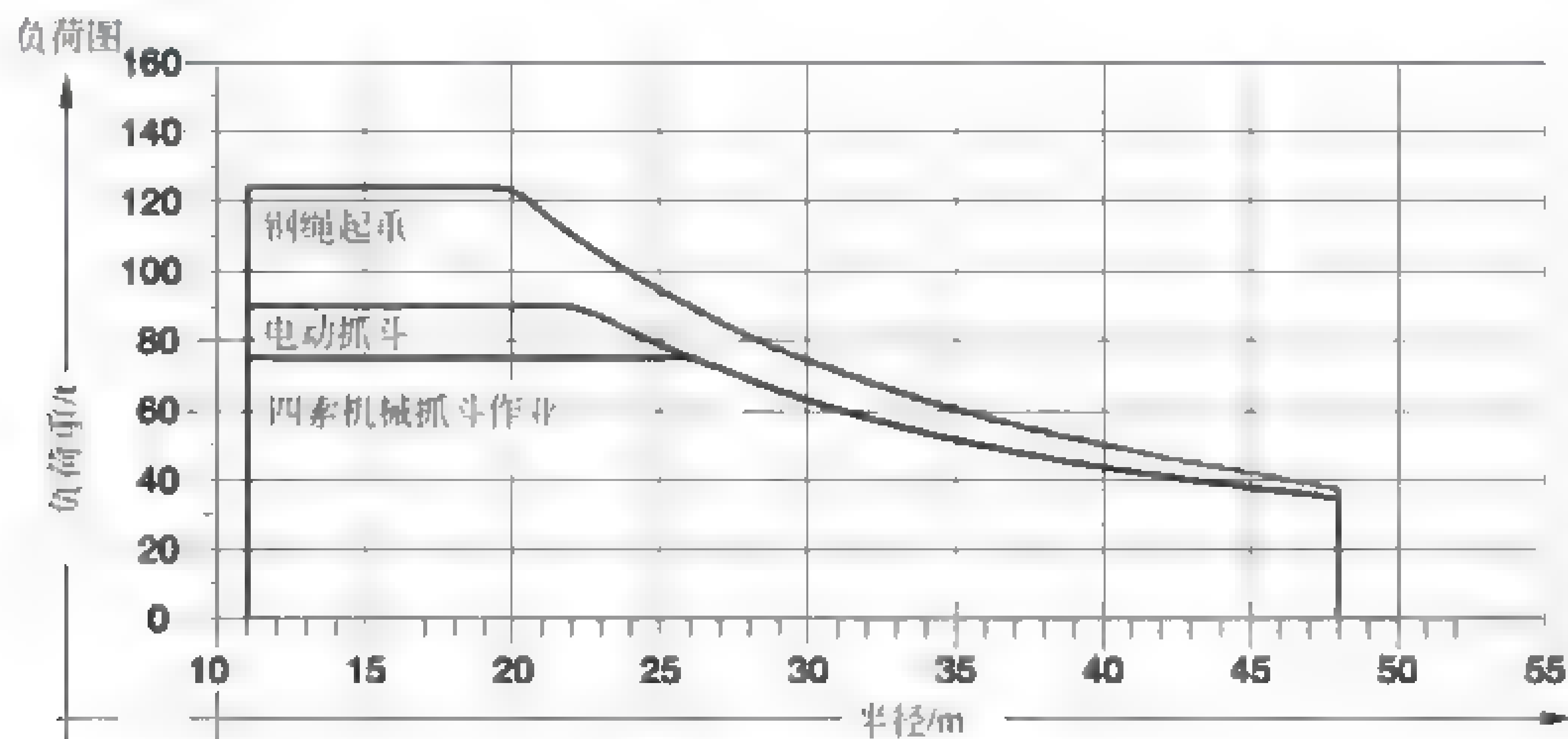


图 7 61 典型的起重负荷曲线

加外侧作业能力。不同的机型幅度范围差别比较大。

3. 起升高度

一般来讲，靠泊船型不同，货物进出舱就需要不同的起升高度。表7-10和表7-11给出了起升高度，可供用户进行对照。如果数值偏小，可以考虑增加门架的高度补偿。

表7-10　利勃海尔起重机负荷参数表

利勃海尔	最大起重量/t			幅度/m	起升高度/m
型号	吊钩	电动抓斗	四索抓斗		
LPS120	42	30	24	8～30	34
LPS180	42	30	24	9～35	42
LPS280	64	42	35	10～40	48
LPS420	84	52	45	10.5～48	44
LPS550	124	90	75	11～54	45
LPS600	144	90	75	12～58	45

表7-11　高华起重机负荷参数表

高华	最大起重量/t			幅度/m	起升高度/m
型号	吊钩	电动抓斗	四索抓斗		
HSK 2 B	80	32	25	11～40	36
HSK 3	100	47	—	10～46	42
HSK 4 B	100	40	34	11～46	44
HSK 5	125	50		11～54	48
HSK 6 B	125	50	40	11～54	46
HSK 7 B	150	57	50	11～51	46
HSK 8 B	200	63	50	12～50	45

注：型号后面不带B的机型使用两根钢丝绳单只卷筒，只能使用电动抓斗。

4. 起升、回转、变幅、行走速度

起升最大速度分几个挡位，越是大型的机型装机容量越大，起升部分功率也越大。起升速度有60,75,90,120m/min几种挡位。起重量、工作幅度、起升高度基本确定了起升速度数值。

旋转速度最大为1.6r/min，所有机型基本相同。

变幅与起升参数相似，也是与机型大小有关，最快变幅速度对应不同机型分别为60,75,80,85,100m/min。

行走速度基本最大为5km/h。

5. 门架高度和宽度

门架的净空高度一般为4～8m，特殊情况下也有超过8m的，用户可以定制。宽度即轨距，一般从9.5m至20m不等，也可由用户指定。

6. 轮压值

根据码头和轨道的承载情况，生产厂家会通过计算选取不同的车轮型号和数量进行调节，满足用户需求。

7.3.7　设备选型

高塔柱起重机选型时应特别注意。由于该机型的臂架和机器房、司机室等一般支承在立柱中间高度位置，其动态特性较差，振动较大，局部结构易发生裂纹，这也是影响国内推广应用的一个重要原因。

7.3.8　技术标准与规范

轨道式高塔柱起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表7-12中的标准规范。

表7-12　轨道式高塔柱起重机的技术标准或规范

序号	编　号	标准名称
1	GB/T 3811—2008	《起重机设计规范》
2	GB/T 16562—1996	《港口高塔柱式轨道起重机技术条件》
3	GB/T 5905—2011	《起重机试验规范和程序》
4	GB 6067.1—2010	《起重机械安全规程　第1部分：总则》
5	GB 6067.4	《起重机械安全规程　第4部分：臂架起重机》
6	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
7	JT/T 93—2008	《港口装卸机械电气设备安装及检测规范》
8	JT 400—2016	《港口门座起重机安全规程》
9	JT/T 622—2005	《港口装卸机械电气安全规程》
10	JTS 257—2008	《水运工程质量检验标准》

第8章

起重机吊具

8.1 概述

起重机上与起升钢丝绳相连的用于吊取、抓取、夹取、吸取货物的取物装置统称为吊具。由于物品的几何形状和物理性质的不同(如散粒物品、成件物品以及液体物品),一般分别采用不同的吊具进行装卸,因此产生了种类繁多的吊具,如图 8-1 所示。

吊具的性能对提高装卸效率、减少人机事

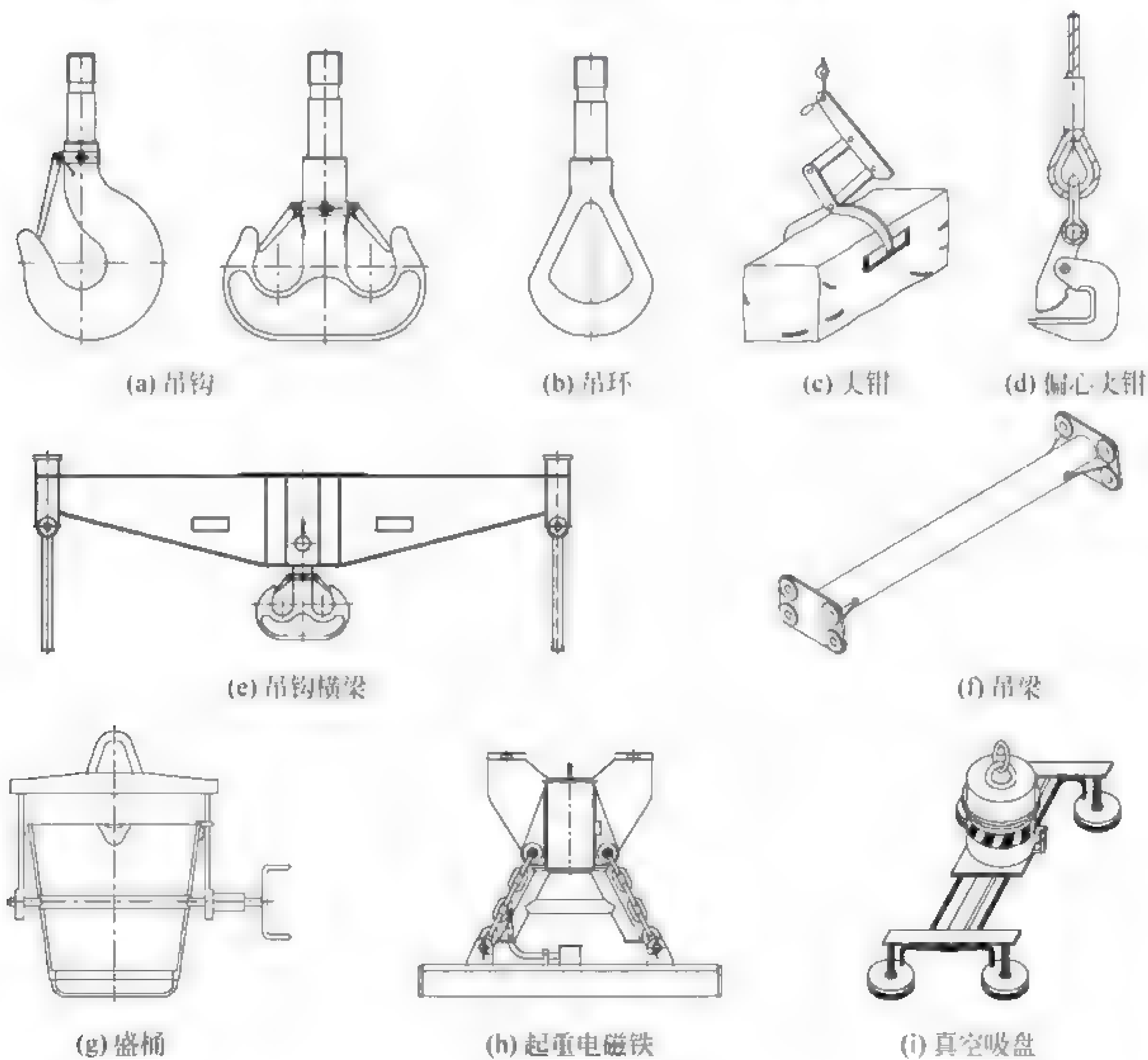
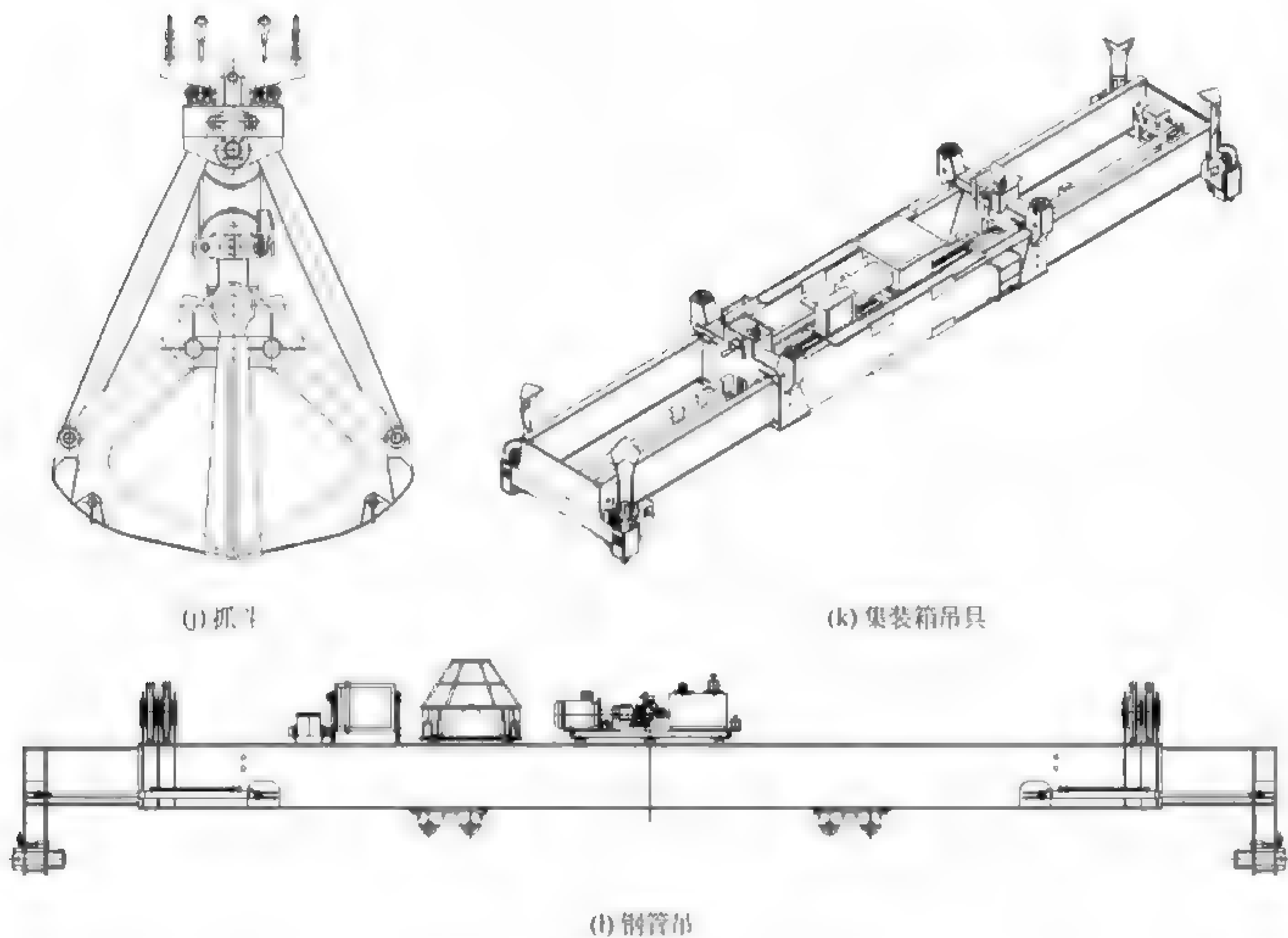


图 8-1 各种起重机吊具



(j)抓斗　　(k)集装箱吊具

(l)钢管吊

图 8-1(续)

故和货物损失、加快车船周转等具有重要的意义，它应满足如下要求：

1）具有足够的强度和刚度，安全可靠，经久耐用；

2）重量轻，以便最大限度地提高起重机的起重量；

3）外形尺寸特别是高度尺寸应尽可能小；

4）适应货物的特性且使用方便；

5）在装卸同类批量货物时，应尽量免除辅助装卸人员，实现作业过程自动化。

吊具一般分为通用吊具和专用吊具两大类。通用吊具是起重机中应用最广泛的取物装置，例如吊钩、吊环等。它们通常与滑轮组的动滑轮组合成吊钩组，是起升机构的基本组成部件之一。吊环比吊钩的受力情况好，自重较轻，但使用不如吊钩方便，它主要用于工作烦琐、起重量较大的起重机上。专用吊具是专业装卸某一类货物的吊具，按照其装卸货物的不同方式一般可归纳为支承型、夹持型、抓取型、吸力型四种类型。本章主要介绍港口起重机的常用吊具。

8.2　吊钩

起重机工作时，所有起吊货物的载荷都作用在吊钩上，并通过吊钩组、钢丝绳缠绕系统等传递到起重机上。因此吊钩的作用是非常重要的。

8.2.1　吊钩体

吊钩按钩身外形分有单钩、山字形双钩、四爪钩、带防护钩、C形钩、L形钩等，见图8-2；按制造方法分为锻造钩和片式钩。

吊钩体的选择取决于起升载荷的大小。单钩是一种较常用的吊钩，构造简单，使用方便，多用于不大于80t的中、小起重量的起重机。山字形双钩钩体材料能充分利用，受力均匀对称，通常用于起重量大于80t的较大的起

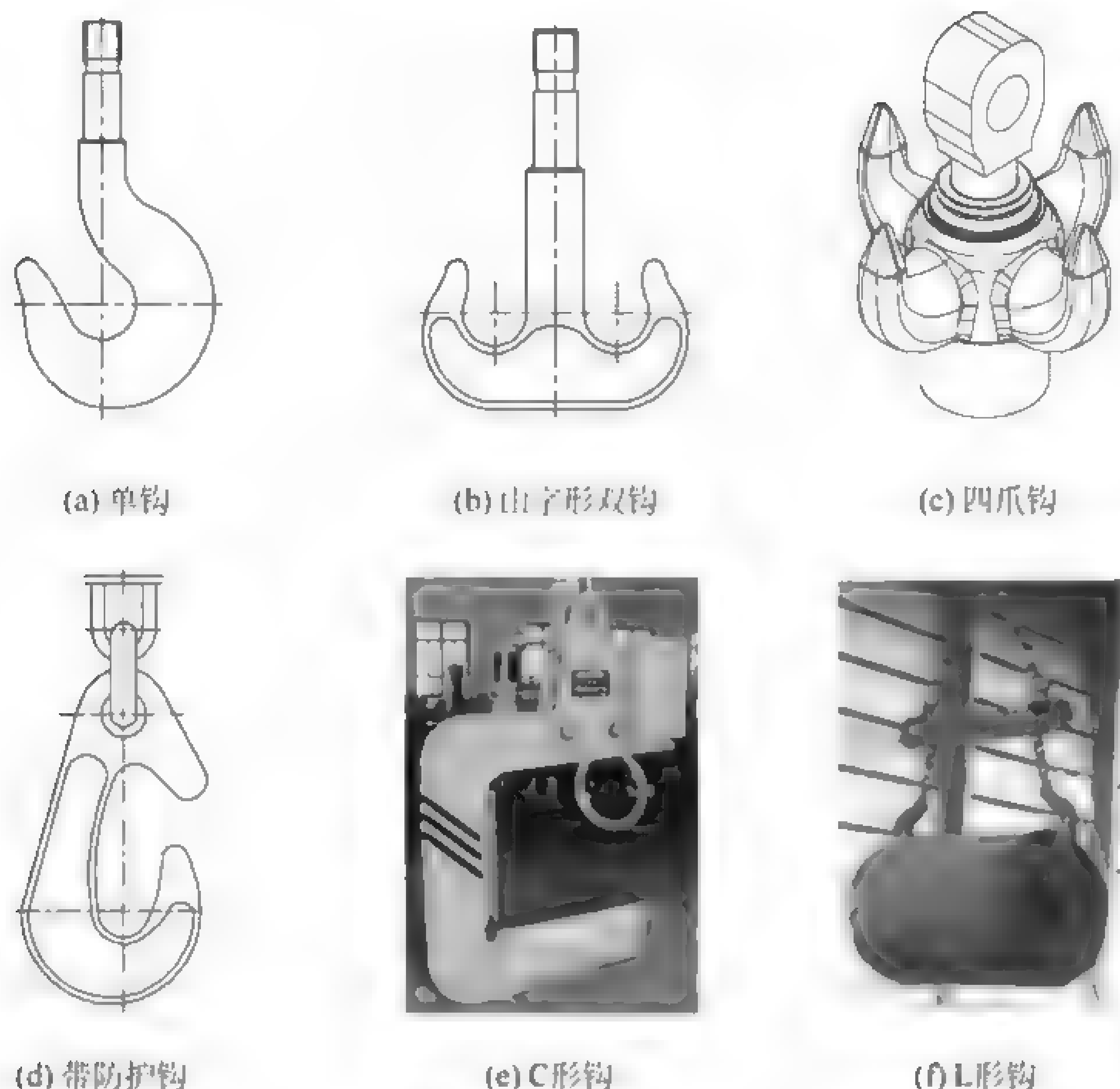


图 8-2 吊钩钩身外形

重机。四爪钩则用于更大起重量的浮式起重机等。带防护钩上部突出的鼻状部分在起升时可防止挂住舱口，常用于船舶装卸。专用C形钩或成对使用的L形钩则主要用于吊运钢卷等。几千吨的起升重量则常采用双吊钩甚至多吊钩同时作业。为防止吊索意外脱钩，可在吊钩体钩爪开口处，加装用弹簧式快装卡板或者链条的安全闭锁装置（见图 8-3）。

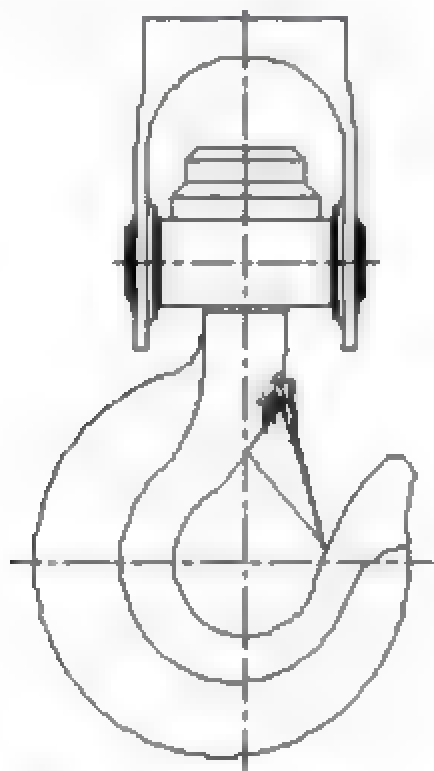


图 8-3 带安全闭锁装置的吊钩

吊钩体常用模锻制造，钩的头部直柄带有螺纹。大型四爪吊钩的钩爪爪尖部分允许单独制作再焊接到钩体上，超大型的吊钩也有采用铸造结构形式。

片式钩（板钩）由多片可更换的钢板铆合而成，也有单钩和双钩之分。为避免损坏系物绳，其钩口一般装有软钢护垫。片式钩安全性高，不会整体突然断裂破坏，因为即使个别钢板断裂，剩余的钢板仍能承受吊重，一般用于大起重量或吊运高温物料的冶金起重机上。

钩爪的横截面，一般上半部分做成半径较大的圆弧以减小吊索弯曲程度，下半部分做成狭长的、类似倒梯形的截面，使钩爪兼具强度和刚度。按钩身截面形状，吊钩可分为：梯形、T字形、圆形和矩形等。常用的是带圆弧角的梯形截面吊钩，其制造方便，受力合理。T字形截面吊钩受力最合理，但制造工艺复杂。小型吊钩采用圆形截面。片式吊钩只能制成矩形截面，材料不能充分利用，自重较大。

8.2.2　吊钩组形式及特点

1. 一般起重机吊钩组

吊钩组是最常用的取物装置，由吊钩和滑轮组两部分组成。一般包括吊钩、吊钩螺母、推力轴承、横梁、夹板与滑轮组或均衡架、钢丝绳防脱保险装置等零部件。其上部通过钢丝绳缠绕滑轮组的形式连接到起重机上，见图 8-4。吊钩使用的轴承需要保证润滑，通常安装密封罩壳防止漏油。



图 8-4　吊钩组

2. 大型浮吊用吊钩组

大型浮吊吊钩体与吊钩支架连接的典型方式包括：一体式、吊钩横梁式和吊杆式。

（1）一体式：常用于单钩弯钩和山字形双钩。其特征为吊钩一体锻造或者铸造，钩柄上部呈杵状开圆孔，钩体可以绕穿过圆孔的轴摆动。

（2）吊钩横梁式：单钩、山字形双钩和四爪钩都可以使用。横梁两端与吊钩支架轴孔配合自由转动，吊钩的直柄穿过横梁中段的孔，上端与吊钩螺母旋合。吊钩直柄、螺母与横梁之间安装有能承受轴向力和径向力的轴承，一般为推力调心轴承。

（3）吊杆式：只适用于山字形双钩和四爪钩，钩体轴心有圆孔，吊杆下端穿过圆孔与吊钩螺母旋合。吊杆、吊钩螺母与钩体之间安装有能承受轴向力和径向力的轴承，一般为推力调心轴承，吊钩孔上边缘与吊杆之间一般还安装有能承受径向力的调心轴承。吊杆上部呈杵状开圆孔，整个吊钩和吊杆部分可以绕穿过圆孔的轴摆动。

3. 吊钩组的形式

按不同功能，吊钩组可分为以下三种形式。

1）单绳吊钩组（见图 8-5）

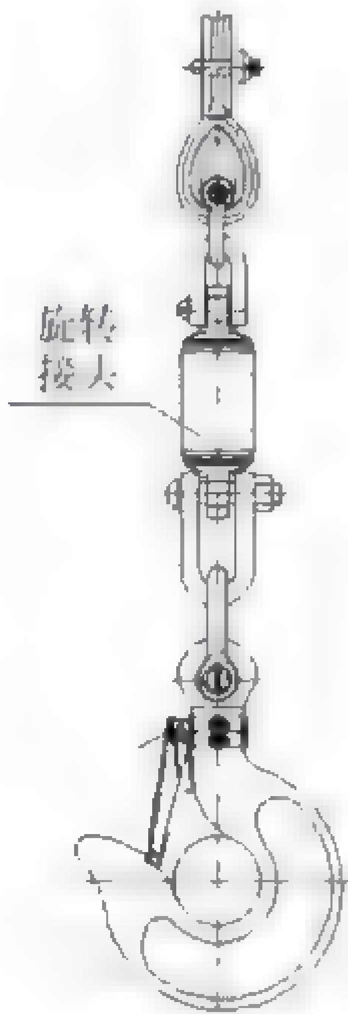


图 8-5　单绳吊钩组

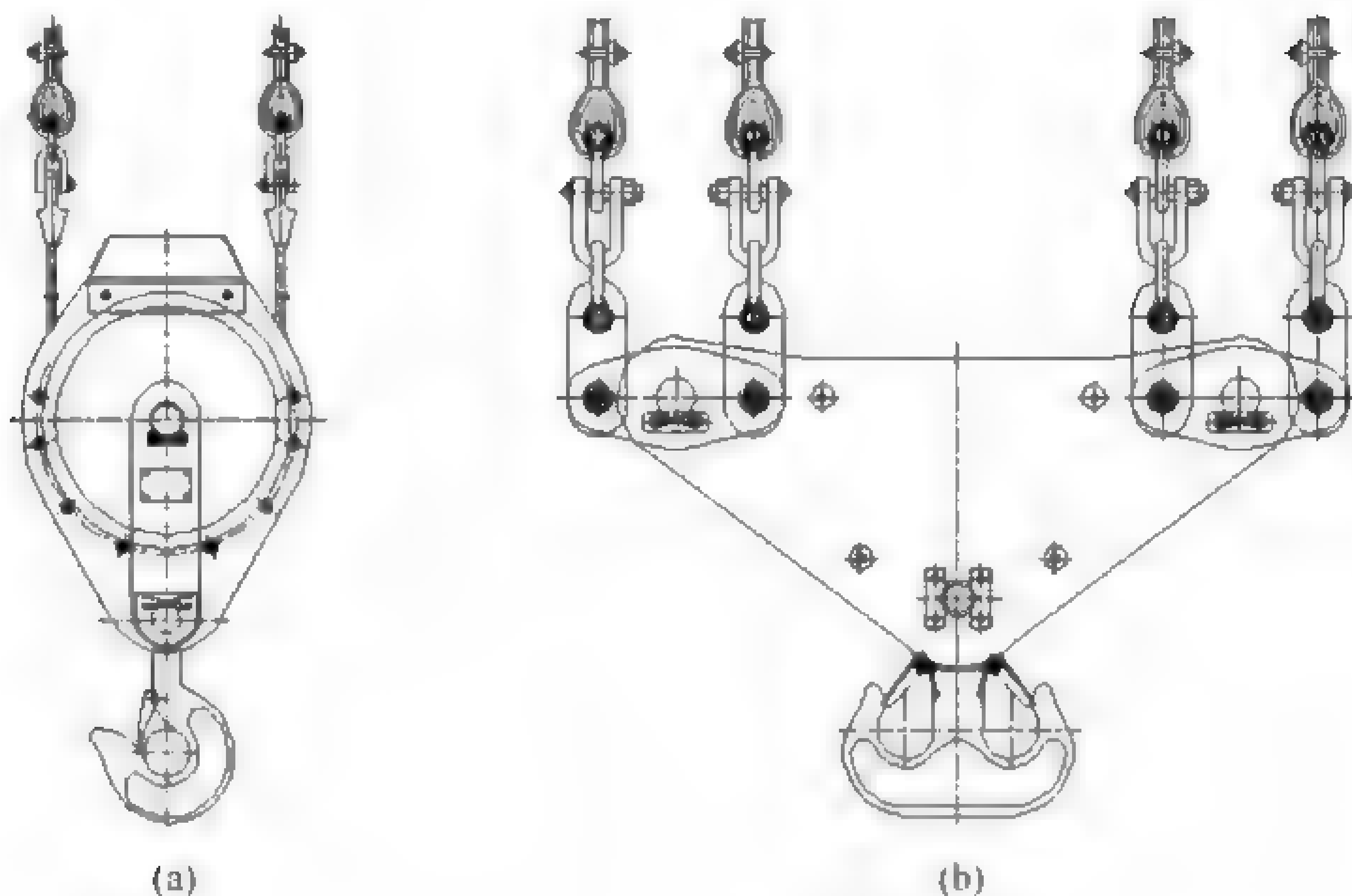
一般用于起重量 5t 以下，以单根钢丝绳方式作业的起重机。为保证起升过程中起升绳能自由旋转，吊钩组头部装有旋转接头。如其自重不足，常需附加重锤以保证空钩顺利下降。

2）平衡吊钩组（见图 8-6）

一般用于双索或四索驱动、起升绳倍率为 1 的吊钩—抓斗两用起重机。为方便更换吊具和对两套起升机构的不同步进行补偿，双索吊钩组通过绕经其平衡滑轮的短钢丝绳与起重机的 2 根起升绳相连。四索吊钩组通常用于起升机构具有 2 组双联卷筒的起重机，采用对称布置的 2 个平衡架来平衡 4 根起升绳的张力和运动。

3）起升滑轮吊钩组

起升滑轮吊钩组的动滑轮与起重机上的定滑轮一起构成起升滑轮组，以实现装卸货物的省力和降速作用。



(a)　　　　(b)

图 8-6　平衡吊钩组

8.2.3　吊钩材料、规格及选用

1. 吊钩强度等级

《起重吊钩》(GB 10051.1—2010)中将吊钩按力学性能分为 5 个强度等级，见表 8-1。

2. 吊钩起重量

吊钩的起重量与吊钩的强度等级和起升机构工作级别有关。在不同的强度等级和机构工作级别下，吊钩的起重量见表 8-2。

表 8-1　吊钩的强度等级(GB 10051.1—2010)

强度等级	结构钢					合金钢		
	上屈服强度 R_{eH} 或延伸强度 $R_{p0.2}$/MPa	冲击吸收功 A_{kv}(ISO-V)/J				上屈服强度 R_{eH} 或延伸强度 $R_{p0.2}$/MPa	冲击吸收功 A_{kv}(ISO-V)/J	
		+20℃		−20℃			+20℃	−20℃
		纵向	横向	纵向	横向		纵向	纵向
M	235					—	—	
P	315	(55)	(31)	39	21	—		
(S)	390					390	(35)	27
T	—	—				490	(35)	27
(V)	—	—				620	(30)	27

注：(1) 冲击功试验应在−20℃下进行，括号中所给的冲击吸收功值仅供参考；

(2) 尽量避免采用括号内的强度等级。

表 8-2　吊钩的起重量(GB 10051.1—2010)

强度等级	机构工作级别(GB/T 3811—2008)										强度等级
M	—	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M
P	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	P
(S)	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	(S)
T	—	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	T
(V)	M3	M4	M5	M6	M7						(V)
钩号	起重量/t										
006	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1					

续表

钩号	起重量/t									
010	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1		
012	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1	
020	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125
025	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16
04	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25
05	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32
08	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5
1	5	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63
1.6	8	6.3	5	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1
2.5	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2	2.5	2	1.6
4	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2	2.5
5	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2
6	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4
8	40	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5
10	50	40	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3
12	63	50	40	32	25	20	16	12.5	10	8
16	80	63	50	40	32	25	20	16	12.5	10
20	100	80	63	50	40	32	25	20	16	12.5
25	125	100	80	63	50	40	32	25	20	16
32	160	125	100	80	63	50	40	32	25	20
40	200	160	125	100	80	63	50	40	32	25
50	250	200	160	125	100	80	63	50	40	32
63	320	250	200	160	125	100	80	63	50	40
80	400	320	250	200	160	125	100	80	63	50
100	500	400	320	250	200	160	125	100	80	63
125	—	500	400	320	250	200	160	125	100	80
160	—	—	500	400	320	250	200	160	125	100
200	—	—	—	500	400	320	250	200	160	125
250	—	—	—	—	500	400	320	250	200	160

注：(1) 机构工作级别低于 M3 的按 M3 考虑；
(2) T、V 级强度等级的吊钩不推荐用于冶金起重机。

3. 吊钩的材料

吊钩的材料应符合 GB/T 714—2008 和 GB/T 6396—2008 的规定。因经常承受冲击载荷作用，吊钩的材料除应有足够的强度外，还必须具有较好的韧性。一般吊钩采用热锻钢坯来获得粗略外形，锻造比要大于等于 3 以获得优异的钢材晶相组织。为了消除冷作应力和热应力，还必须进行适当的热处理，如进行调质处理来达到要求的机械性能(如冲击功 A_k、屈服强度 σ_s)，但热处理的次数不得多于 3 次，否则会影响钩体的材料特性。吊钩的材料必须用平炉、电炉或氧气顶吹转炉冶炼。吊钩专用材料的牌号见表 8-3。吊钩表面不许有裂纹，如有裂纹，应予报废。吊钩的缺陷不允许焊补。

表 8-3 吊钩专用材料的牌号

<table>
<tr><th rowspan="2">钩 号</th><th rowspan="2">柄部直径
d_1/mm</th><th colspan="5">强度等级</th></tr>
<tr><th>M</th><th>P</th><th>(S)</th><th>T</th><th>(V)</th></tr>
<tr><td>006</td><td>14</td><td rowspan="28">Q345qD</td><td rowspan="21">Q345qD</td><td rowspan="21">Q420qD
或 35CrMo</td><td rowspan="21">35CrMo</td><td rowspan="9">35CrMo</td></tr>
<tr><td>010</td><td rowspan="2">16</td></tr>
<tr><td>012</td></tr>
<tr><td>020</td><td rowspan="2">20</td></tr>
<tr><td>025</td></tr>
<tr><td>04</td><td rowspan="2">24</td></tr>
<tr><td>05</td></tr>
<tr><td>08</td><td rowspan="2">30</td></tr>
<tr><td>1</td></tr>
<tr><td>1.6</td><td>36</td><td rowspan="12">34Cr2Ni2Mo</td></tr>
<tr><td>2.5</td><td>42</td></tr>
<tr><td>4</td><td>48</td></tr>
<tr><td>5</td><td>53</td></tr>
<tr><td>6</td><td>60</td></tr>
<tr><td>8</td><td>67</td></tr>
<tr><td>10</td><td>75</td></tr>
<tr><td>12</td><td>85</td></tr>
<tr><td>16</td><td>95</td></tr>
<tr><td>20</td><td>106</td></tr>
<tr><td>25</td><td>118</td></tr>
<tr><td>32</td><td>132</td></tr>
<tr><td>40</td><td>150</td></tr>
<tr><td>50</td><td>170</td><td rowspan="7">Q420qD</td><td rowspan="7">35CrMo</td><td rowspan="7">34Cr2Ni2Mo</td><td rowspan="7">30Cr2Ni2Mo</td></tr>
<tr><td>63</td><td>190</td></tr>
<tr><td>80</td><td>212</td></tr>
<tr><td>100</td><td>236</td></tr>
<tr><td>125</td><td>265</td></tr>
<tr><td>160</td><td>300</td></tr>
<tr><td>200</td><td>335</td></tr>
<tr><td>250</td><td>375</td></tr>
</table>

注：当采用 GB/T 6396—2008 中规定的材料时，推荐材料中 Alt 的含量应不小于 0.020%，或用其他形式证明材料中的氮已被固化。

8.2.4　吊钩的计算

1. 吊钩的主要尺寸

吊钩的主要尺寸如图 8 7 所示。

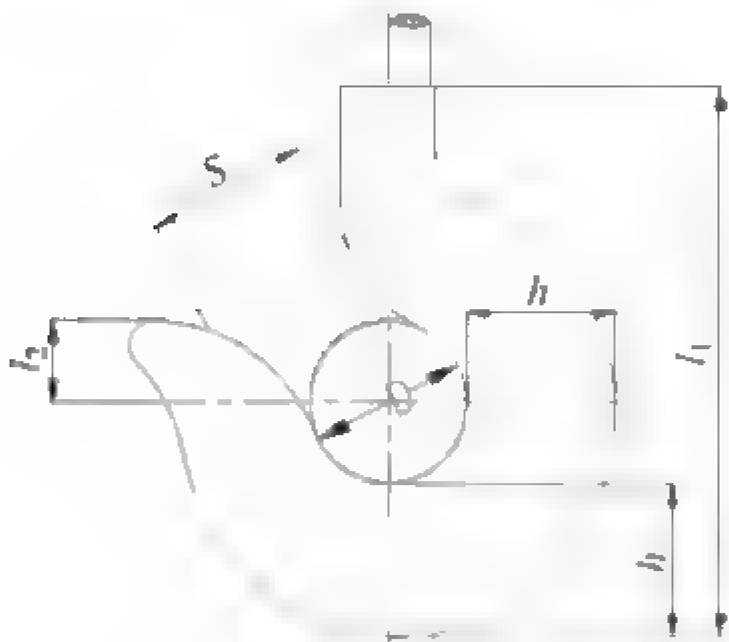


图 8-7　吊钩钩身主要尺寸

(1) 钩孔直径

单钩

$$D \approx (30 \sim 35)\sqrt{Q}$$

双钩

$$D \approx (25 \sim 30)\sqrt{Q}$$

式中：D——钩孔直径，mm；

Q——额定起重量，t。

(2) 其他尺寸

$$h/D \approx 1.0 \sim 1.2$$

$$S \approx 0.75D$$

$$l_1 \approx (2 \sim 2.5)h$$

$$l_2 \approx 0.5h$$

2. 吊钩的强度计算

根据起重量和起升机构工作级别从表 8-2 中选择吊钩，必要时进行强度校核。锻造吊钩的许用应力[σ]，见表 8-4。

表 8-4　锻造吊钩的许用应力[σ]

吊钩部位	应力形式	许用应力(在以下工作级别时)		
		M1	M2～M4	M5～M6
曲杆部分	弯曲	$\sigma_s/1.05$	$\sigma_s/1.3$	$\sigma_s/1.65$
直柄部分	拉伸	$\sigma_s/5$		

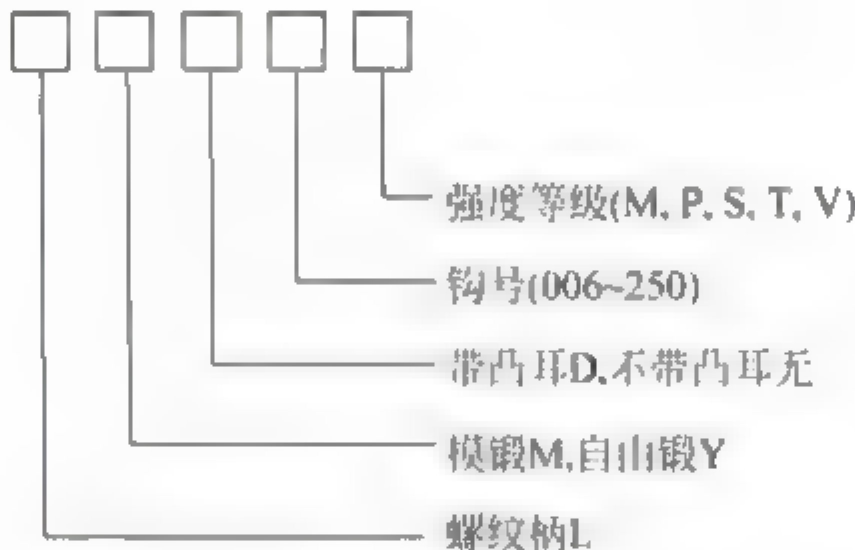
8.2.5　吊钩检验试验与使用检查

吊钩的安全性由吊钩制造单位的吊钩检验、试验和吊钩使用单位的安全检查两方面予以保证。吊钩的取样检验包括钢坯试样的金相试验分析、力学性能试验(拉力试验和冲击功试验)；吊钩检验还包括锻坯热处理后内部组织的超声波探头接触法检验和表面裂纹的渗透法检验等。具体抽检数量及试验方法按照《起重吊钩　直柄吊钩技术条件》(GB 10051.2—2010)执行。吊钩使用检查的内容和要求参照《起重吊钩 直柄吊钩使用检查》(GB 10051.3—2010)。

8.2.6　直柄吊钩的结构形式及尺寸

1. 直柄单钩的结构形式及尺寸

直柄单钩的结构形式有 LM 型、LMD 型、LY 型和 LYD 型四种，(见《起重吊钩 直柄单钩》(GB 10051.5—2010))。表示方式如下：



不带凸耳的直柄单钩 LM 型和 LY 型的结构形式及尺寸如图 8-8 和表 8-5 所示。带凸耳的直柄吊钩 LMD 型和 LYD 型的结构形式及尺寸如图 8-9 和表 8-5 所示。

表 8-6 补充表示了 LMD 型吊钩的部分尺寸，表 8-7 补充表示了 LY 型和 LYD 型吊钩的部分尺寸。

2. 直柄双钩的结构形式和尺寸

表 8-8 为双钩(梯形截面)的尺寸。

图 8-10 所示为直柄吊钩用梯形螺纹图，其螺纹尺寸与螺纹外径 d_3 关系为

$H-1.866P$；$H_1-0.55P$；$H_2-0.27234P$；

$a_1-0.05P$；$r_1-0.22104P$；$r_2-0.15359P$；

$P-d_3/9$

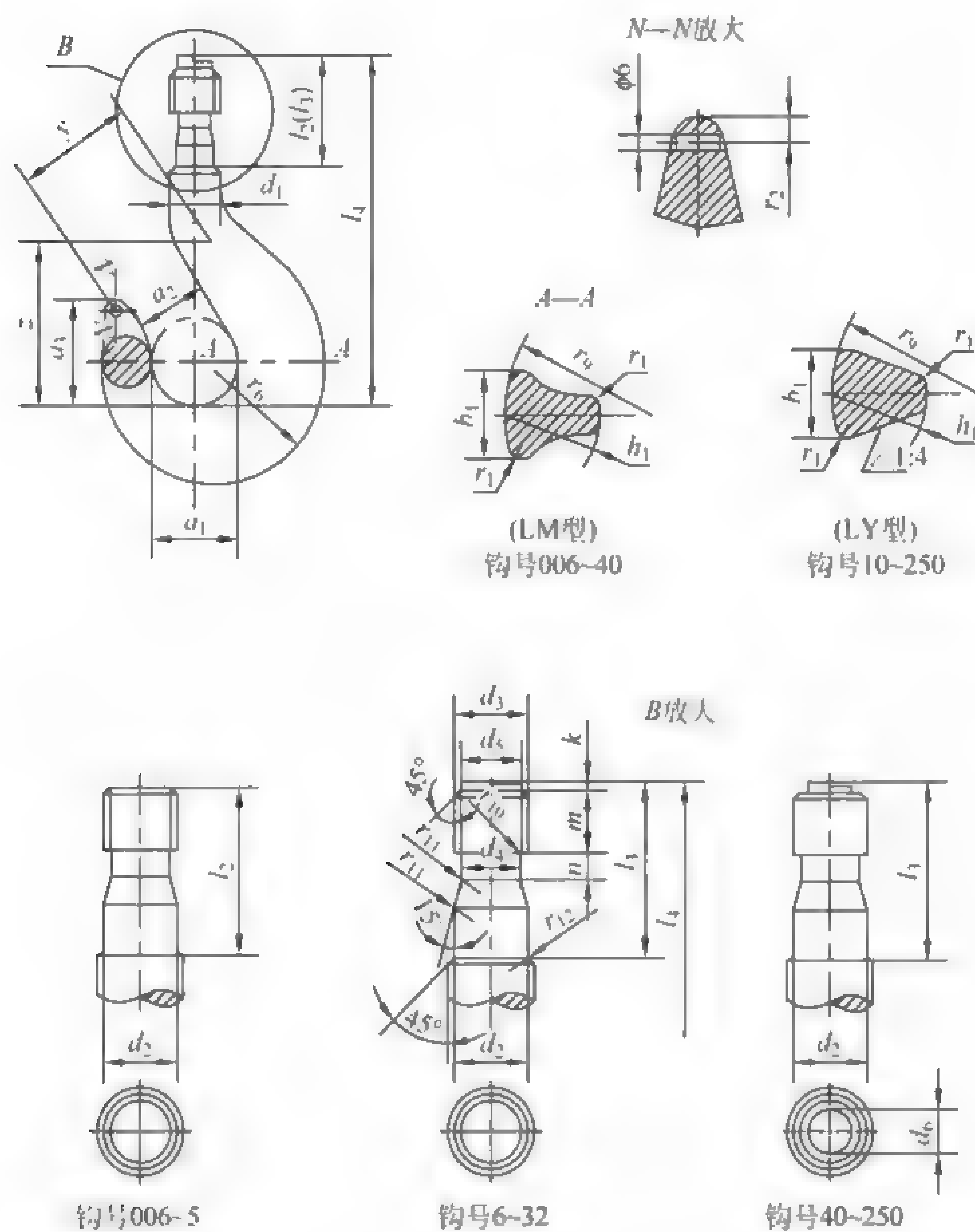


图 8-8　LM 型和 LY 型吊钩构造尺寸

表 8-5　直柄单钩构造尺寸

mm

钩号	d_1	d_2	普通螺纹 GB 193		梯形圆螺纹			d_6	d_7	e_3	f_4	l_2	l_3	l_4	m	n	k	r_{10}	r_{11}	r_{12}	y	z
			d_3	d_4	d_3	d_4	d_5															
006	14	10	M10	7.5	—	—	—	—	3.2	52	11.5	30.5	—	97.5	9	4.5	—	1	2.5	2	—	—
010	16	12	M12	9	—	—	—	—	3.2	60	13	32.5	—	106	11	5	—	1.2	3	2	—	—
012										63	14	32.5	—	112	11	5	—	1.2	3	2	—	—
020	20	16	M16	12.5	—	—	—	—	4.2	60	16	41.5	—	135.5	15	6	—	1.2	3	2	—	—
025										74	17	41.5	—	141.5	15	6	—	1.2	3	2	—	—
04	24	20	M20	16	—	—	—	—	5.2	83	19	46	—	152.5	18	7.5	—	1.6	4	2	—	—
05										89	20	46	—	164	18	7.5	—	1.6	4	2	—	—
08	30	24	M24	19.5	—	—	—	—	6.2	100	22	55	—	183	22	9	—	2	5	3	—	—
1										105	23	55	—	194	22	9	—	2	8	3	—	—
1.6	36	30	M30	24.5	—	—	—	—	6.2	118	26	68	—	221	27	10	—	2	10	3	—	—
2.5	42	36	M36	30	—	—	—	—	10.2	132	30	83	—	250	32	10	—	2	10	3	—	—
4	48	42	M42	35.5	—	—	—	—	10.2	148	33	93	—	281.5	36	15	—	3	10	3	—	—
5	53	45	M45	38.5	—	—	—	—	10.2	165	37	103	—	314.5	40	15	—	3	10	3	—	—
6	60	50	—	—	TY50×6	42	43.1	—	10.2	185	41	—	112	375	45	20	10	1	11	3	130	160
8	67	56	—	—	TY56×6	48	49.1	—	12.2	210	46	—	122	413	50	20	10	4	16	3	145	180
10	75	64	—	—	TY64×8	54	55.2	—	12.2	221	34	—	135	446	56	25	10	4	18	3	160	200
12	85	72	—	—	TY72×8	62	63.2	—	16.2	252	37	—	157	504.5	63	25	12	4	20	3	180	220
16	95	80	—	—	TY80×10	68	69	—	16.2	280	42	—	170	576	71	30	12	6	22	3	200	250
20	100	90	—	—	TY90×10	78	79	—	20.2	330	48	—	187	645	80	30	12	6	25	3	225	280
25	118	100	—	—	TY100×12	85	86.8	—	20.2	360	54	—	207	716	90	40	12	6	28	3	255	315
32	132	110	—	—	TY110×12	95	96.8	—	25.3	400	60	—	232	788	100	40	12	6	32	3	290	350
40	150	125	—	—	TY125×14	108	109.6	80	25.3	447	68	—	257	885	112	45	12	8	36	3	320	395
50	170	140	—	—	TY140×16	120	122.4	90	25.3	485	75	—	280	969	125	50	12	10	40	5	355	445
63	190	160			TY160×18	138	140.2	100	25.3	550	83		322	1100	140	55	12	10	45	5	400	495
80	212	180			TY180×20	156	158	120	30.3	598	88		357	1215	160	60	12	12	50	5	450	565
100	236	200	—	—	TY200×22	173	175.8	140	30.3	688	100	—	402	1388	180	70	12	12	56	5	505	635
125	265	225	—	—	TY225×24	196	198.6	160	30.3	750	108	—	465	1565	200	80	15	12	63	5	570	710
160	300	280			TY250×28	217	219.2	180	30.3	825	117		510	1761	225	90	15	15	70	5	640	800
200	335	320	—	—	TY280×32	242	244.8	200	30.3	900	124	—	613	2012	250	100	15	18	80	5	720	900
250	375				TY320×36	278	280.4	240	30.3	980	134		690	2272	280	110	15	20	90	5	810	1015

注：TY 为梯形圆螺纹代号。

表 8-6 LMD 型吊钩构造尺寸(GB 10051.4—2010)

mm

钩号	a_1	a_2	a_3	b_1	b_2	d_1	e_1	e_2	e_3	f_1	f_2	f_3	g_1	h_1	h_2	l_1	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	自重/kg
006	25	20	28	13	11	14	60	60	52	14.5	—	—	6.5	17	11	100	2	3	32	53	53	27	26	—	34	0.2
010	28	22	32	16	13	16	67	68	60	16.5	—	—	7	20	17	109	2	3.5	35	60	60	31	30	—	40	0.3
012	30	24	34	19	15	16	71	73	63	18	—	—	7.5	22	19	115	2.5	4	37	63	63	34	33	—	44	0.4
020	34	27	39	21	18	20	81	82	70	20	—	—	8.5	26	22	138	2.5	4.5	40	71	71	39	37	—	52	0.6
025	36	28	41	22	19	20	85	88	74	22	—	—	9	28	24	144	3	5	43	75	75	42	40	—	56	0.8
04	40	32	45	27	22	24	96	100	83	25	—	—	10	34	29	155	3.5	5.5	46	85	85	49	45	—	68	1.1
05	43	34	49	29	24	24	102	108	89	26	—	—	10.5	37	31	167	4	6	48	90	90	53	48	—	74	1.6
08	48	38	54	35	29	30	115	120	100	29	—	—	12	44	37	186	4.5	7	52	100	100	61	56	—	88	2.3
1	50	40	57	38	32	30	120	128	105	31	—	—	12.5	48	40	197	5	8	55	106	106	65	60	—	96	3.2
1.6	56	45	64	45	38	36	135	146	118	35	—	—	14	56	48	224	6	9	60	118	118	76	68	—	112	4.5
2.5	63	50	72	53	45	42	152	167	132	40	—	—	16	67	58	253	7	10	65	132	132	90	78	—	134	6.3
4	71	56	80	63	53	48	172	190	148	45	—	—	16	80	67	285	8	12	71	150	150	103	90	—	160	8.8
5	80	63	90	71	60	53	194	215	165	51	—	—	18	90	75	318	9	14	80	170	170	114	100	—	180	12.3
6	90	71	101	80	67	60	218	240	185	57	—	—	18	100	85	380	10	16	90	190	190	131	112	—	200	17.1
8	100	80	113	90	75	67	242	268	210	64	—	—	23	112	95	418	11	18	100	212	212	146	125	—	224	24
10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	—	46	26	23	125	106	452	12	20	65	165	236	163	140	12	250	34
12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	—	53	34	28	140	118	510	14	22	70	185	265	182	160	16	280	17
16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	—	58	35	33	160	132	582	16	25	80	210	300	204	180	16	320	66
20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	—	68	45	33	180	150	653	18	28	90	240	335	232	200	20	360	95
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	—	74	45	38	200	170	724	20	32	100	270	375	262	224	20	400	136
32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	—	80	45	38	224	190	796	22	36	115	300	425	292	250	20	448	187
40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	—	93	55	42	250	212	893	25	40	130	335	475	326	280	25	500	264

表 8-7　LY 型和 LYD 型吊钩构造尺寸（GB 10051.4—2010）

mm

钩号	a_1	a_2	a_3	b_1	b_2	d_1	e_1	e_2	e_3	f_2	f_3	g_1	h_1	h_2	l_1	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	自重/kg
10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	46	26	23	125	106	460	12	20	65	165	236	163	140	12	250	40
12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	53	34	28	140	118	525	14	22	70	185	265	182	160	16	280	55
16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	58	35	33	160	132	595	16	25	80	210	300	204	180	16	320	77
20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	68	45	33	180	150	665	18	28	90	240	335	232	200	20	360	112
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	74	45	38	200	170	735	20	32	100	270	375	262	224	20	400	160
32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	80	45	38	224	190	810	22	36	115	300	425	292	250	20	448	220
40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	93	55	42	250	212	905	25	40	130	335	475	326	280	25	500	310
50	250	200	285	224	190	170	575	635	485	100	55	42	280	236	990	28	45	150	370	530	363	315	25	560	430
63	280	224	320	250	212	190	655	710	550	108	60	45	315	265	1120	32	50	160	420	600	408	355	25	630	600
80	315	250	358	280	236	212	727	802	598	113	60	45	355	300	1270	36	56	180	470	670	460	400	25	710	860
100	355	280	402	315	265	236	827	902	688	130	70	50	400	335	1415	40	63	200	530	750	516	450	30	800	1220
125	400	315	450	355	300	265	920	1020	730	138	70	50	450	373	1590	45	71	230	600	850	579	500	30	900	1740
160	450	355	505	400	335	300	1035	1145	825	147	70	55	500	425	1790	50	80	250	675	950	654	560	30	1000	2480
200	500	400	565	450	375	335	1195	1275	900	154	70	55	560	475	2048	56	90	285	750	1060	729	630	30	1120	3420
250	560	450	635	500	425	375	1280	1430	980	164	70	60	630	530	2305	63	100	320	810	1180	815	710	30	1260	4800

表 8-8　双钩(梯形截面)尺寸　　mm

A型—短钩　　B型—长钩

起重量/t	D	b	b_1	b_2	t	h	d	d_1	d_0	L		l	l_1	l_2	R	R_1	R_2	R_3	自重/kg	
										A 型	B 型								A 型	B 型
5	60	35	18	246	116	60	56	50	M48	230	475	70	50	22	65	100	10	10	8	12
8	80	15	22	328	118	75	68	60	M56	280	580	80	60	28	90	125	12	10	11	21
10	90	50	25	340	170	85	80	70	M64	325	640	90	70	30	100	135	15	15	20	30
12.5	100	60	30	415	185	95	85	75	T70×10	360	700	95	80	35	115	145	16	15	28	39
16	115	65	32	460	210	110	96	85	T80×10	420	760	100	85	40	125	165	20	15	41	55
20	125	75	38	505	235	120	110	100	T90×10	470	820	115	95	45	135	180	22	18	60	78
25	145	85	42	590	270	140	125	100	T100×10	525	875	130	115	50	160	200	25	20	90	112
32	160	95	48	645	295	150	135	120	T110×10	590	940	140	130	55	175	230	26	22	126	155
40	180	105	50	740	340	170	160	140	T120×10	660	1000	150	140	65	200	260	30	22	159	200
50	200	115	58	810	370	180	170	150	T140×10	725	1050	175	165	70	220	280	30	25	228	265
80	250	150	75	980	450	235	200	180	T170×10	860	1175	205	200	95	265	330	35	30	400	471
100	280	165	85	1100	500	270	220	200	T180×10	900	1200	230	210	100	300	360	40	35	530	620
125	300	180	180	1390	620	350	220	200	T200×10	1260	—	270	200	—	385	—	—	—	1216	—
160	350	210	210	1490	690	375	240	220	T220×10	1357	—	280	200	—	400	—	—	—	1600	—
200	350	240	240	1510	710	425	260	240	T240×10	1460	—	310	200	—	400	—	—	—	2240	—
250	400	270	270	1680	780	500	280	260	T260×10	1730	—	330	270	—	450	—	—	—	2960	—

注:(1) 表列尺寸适用于重级、特重级工作类型。
(2) 材料:20 号。

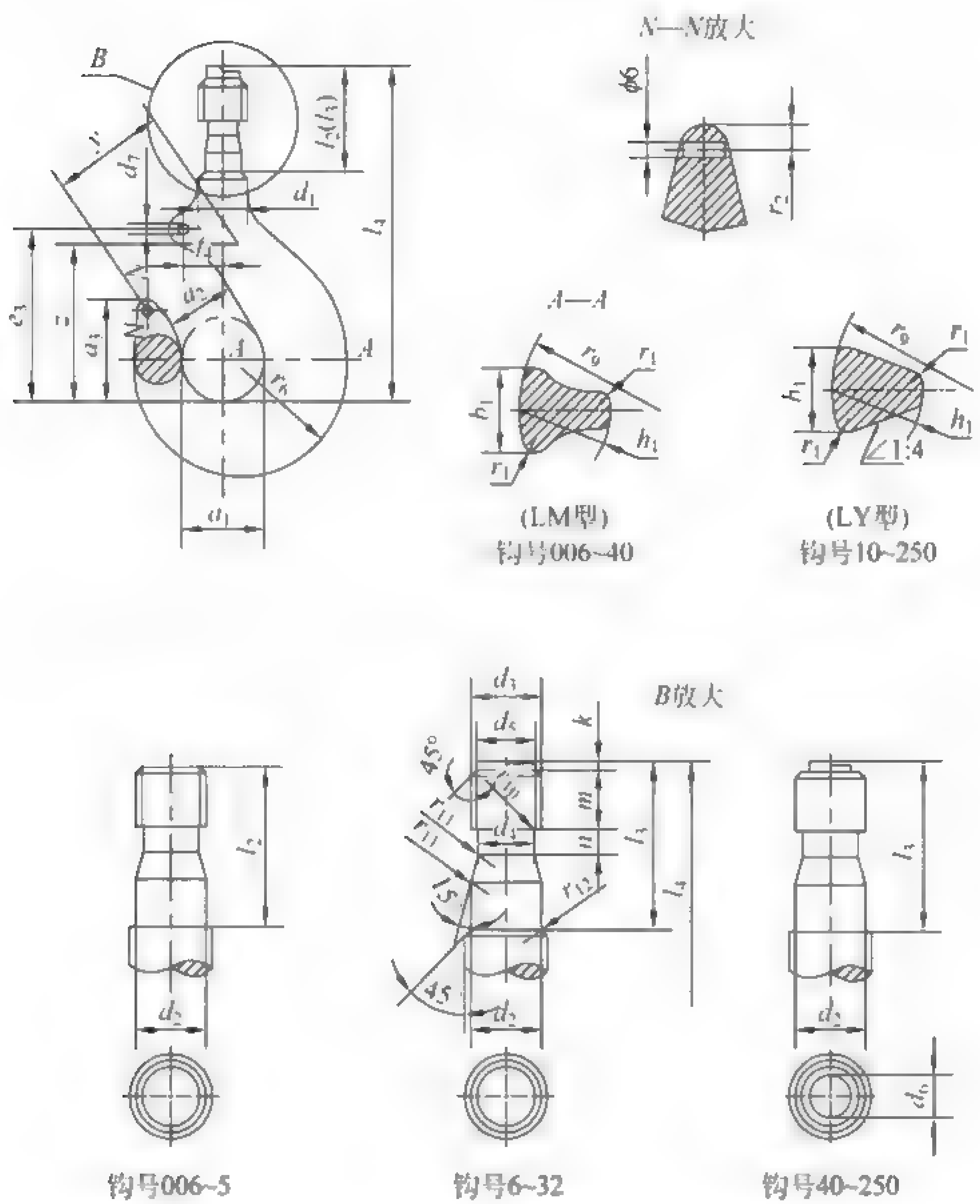


图 8-9　LMD 型和 LYD 型吊钩构造尺寸

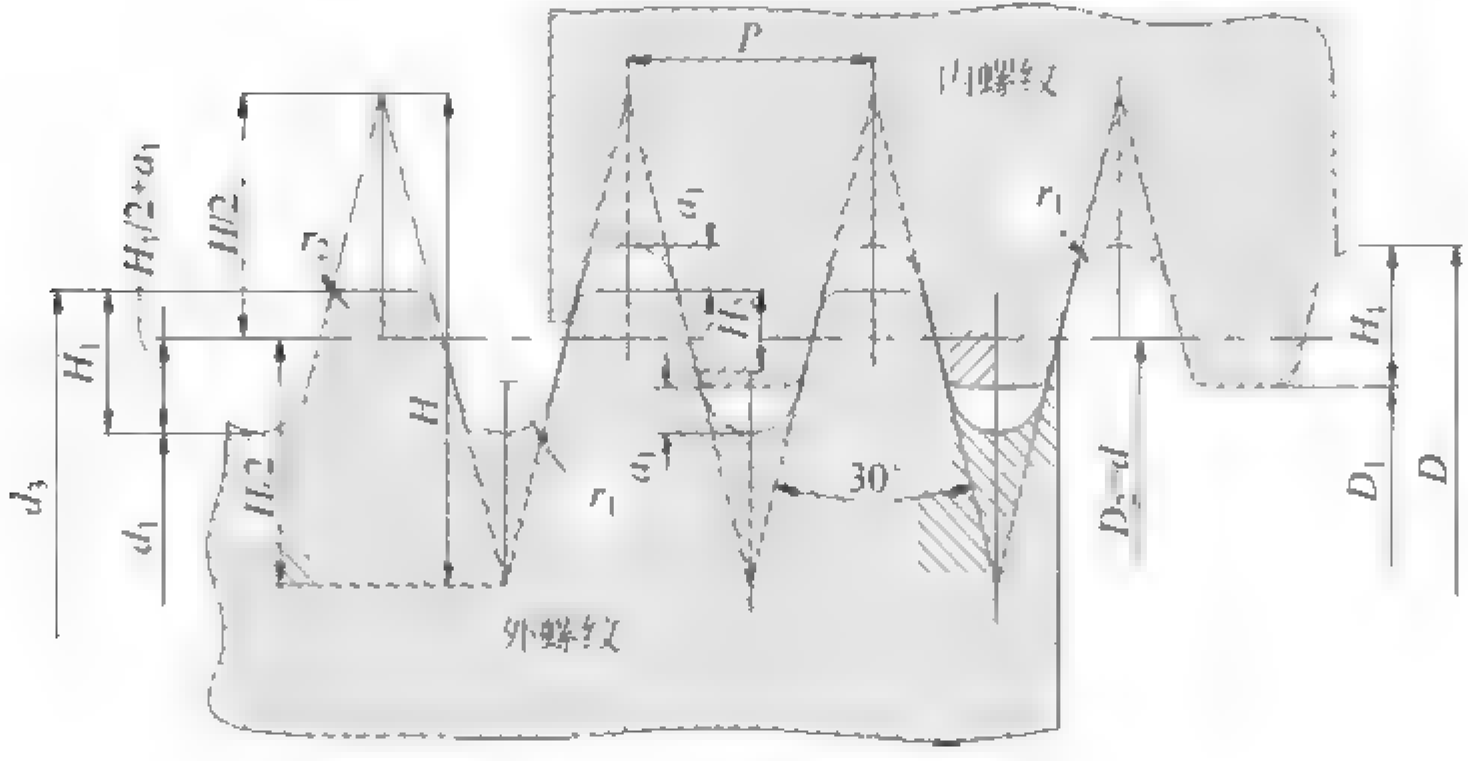


图 8-10　直柄吊钩用梯形螺纹图

P——螺距；H_1——基本牙型高度；a_1——允许最大径向间隙；H_2——接触高度；d_3——外螺纹大径；$d(D_2)$——螺纹中径；D——内螺纹大径；W——螺纹心部截面积；H——原始三角形高度；D_1——内螺纹小径

8.3 抓斗

8.3.1 概述

抓斗是装卸设备重要的取物装置，抓斗的性能直接影响到抓斗起重机装卸散货的生产效率，因而设计制造出性能优良的散货抓斗，对于散货装卸作业具有十分重要的意义。抓斗起重机的装卸效率与抓斗的抓货量密切相关，而抓斗起重机的起重量包括了抓斗的自重，所以，抓斗自重应尽可能小且抓货量尽可能多，即在使用抓斗的综合经济效益前提下，尽量使抓斗具备最大的充填率。

抓斗起重机的抓取性能可由起重量利用率或抓斗的抓取能力系数来量度。抓斗起重机的起重量利用率定义为

$$\eta_{\mathrm{g}}=\frac{m_{\mathrm{F}}}{Q}=\frac{m_{\mathrm{F}}}{m_{\mathrm{G}}+m_{\mathrm{F}}} \tag{8-1}$$

抓斗的抓取能力系数定义为

$$K=\frac{m_{\mathrm{F}}}{m_{\mathrm{G}}} \tag{8-2}$$

式中：m_{F}——抓斗中散货的充填量，t；

m_{G}——抓斗自重，t；

Q——起重量(为抓斗抓取的散货量与抓斗自重之和)，t。

针对需装卸的散货种类，选择最佳的抓斗参数，精心设计抓斗的结构，满足抓斗的强度与刚度要求，即能使抓斗获得满意的充填量，因而也就极大地提高了起重机的起重量利用率，为提高散货装卸效率、降低散货装卸成本提供了极大的可能性。

2013年，中国已设计、制造出世界最大的800t水下打捞抓斗。目前，烟台海港机械厂已设计了92t的大型长撑杆双颚板矿石、煤炭抓斗。未来港口装卸用抓斗的大型化、专业化和高效化仍有较大的发展空间。

8.3.2 抓斗的分类

为了适应不同种类散货的装卸作业，抓斗构造形式很多，按照起重机的起重量和散货的种类已形成系列。表8-9对抓斗进行了粗略的分类，在每一大类中，往往又派生出一些不同的构造形式。

表8-9 抓斗的分类

<table>
<tr><th>分类依据</th><th colspan="3">类　型</th></tr>
<tr><td rowspan="7">根据闭合系统的作用原理</td><td rowspan="4">绳索抓斗(绳索驱动抓斗张开和闭合)</td><td rowspan="3">多绳抓斗</td><td>装有垂直闭合滑轮组的多绳抓斗(例如双绳或四绳长撑杆双颚板抓斗)</td></tr>
<tr><td>装有水平闭合滑轮组的多绳抓斗(例如双绳或四绳耙集式抓斗及剪式抓斗)</td></tr>
<tr><td>装有链轮或齿轮转动的多绳抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="2">单绳抓斗</td></tr>
<tr><td rowspan="2">电动抓斗</td><td colspan="2">电动机械式抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="2">电动液压式抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="3">液压或气压抓斗(由起重机械供给压力油或压缩空气驱动抓斗张开和闭合)</td></tr>
<tr><td rowspan="6">根据颚板的形状和布置方式</td><td rowspan="4">散货抓斗</td><td rowspan="2">双颚板抓斗</td><td>纵向抓斗</td></tr>
<tr><td>横向抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="2">多颚板抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="2">专用抓斗</td></tr>
<tr><td rowspan="2">挖掘抓斗</td><td colspan="2">双颚板抓斗</td></tr>
<tr><td colspan="2">多颚板抓斗</td></tr>
<tr><td rowspan="5">根据散货密度</td><td colspan="3">特轻型抓斗($\gamma_{\mathrm{m}}<0.7\mathrm{t/m^3}$)</td></tr>
<tr><td colspan="3">轻型抓斗($\gamma_{\mathrm{m}}=0.7\sim1.0\mathrm{t/m^3}$)</td></tr>
<tr><td colspan="3">中型抓斗($\gamma_{\mathrm{m}}=1.0\sim2.0\mathrm{t/m^3}$)</td></tr>
<tr><td colspan="3">重型抓斗($\gamma_{\mathrm{m}}=2.0\sim2.8\mathrm{t/m^3}$)</td></tr>
<tr><td colspan="3">特重型抓斗($\gamma_{\mathrm{m}}>2.8\mathrm{t/m^3}$)</td></tr>
</table>

注：取自《港口散货抓斗基本类型及参数系列》(JT/T 403—1999)，表中 γ_{m} 为散货的密度。

8.3.3　各类抓斗的性能特点

1. 绳索抓斗

结构构造差异较大的四种绳索抓斗为：双绳(四绳)长撑杆双颚板抓斗、双绳(四绳)多颚板抓斗、耙集式抓斗和剪式抓斗。

1) 双绳(四绳)长撑杆双颚板抓斗

长撑杆双颚板抓斗(见图 8-11)是使用最为普遍的典型绳索抓斗，其发展现状为：

(1) 抓斗自重占起重机起重量的 35%～45%；

(2) 为保证抓斗张开时获得最大覆盖面积，颚板宽度 B 与最大张开度 L_{max} 之比可达 0.7。

(3) 采用优质钢材制造以提高抓斗各部件的强度，减轻抓斗自重。

(4) 在增力滑轮组的绕绳系统中，设置绳索补偿装置，以消除闭合绳分支的不均匀伸长，减轻绳索磨损。

(5) 在转动铰链处装有滚动轴承或自润滑轴套，以减少维修工作量。

长撑杆双颚板抓斗具有重心低、司机容易操纵、与其他形式的抓斗相比自重轻的特点，所以在相当多的使用场合，长撑杆双颚板抓斗常常成为首选。长撑杆双颚板抓斗的缺点是：抓斗的最大张开度相对较小；对抓斗闭合过程运动学和受力分析表明，在某些阶段不能克服相应的抓取阻力，因而影响到抓斗的充填效果。

2) 双绳(四绳)多颚板抓斗

双绳(四绳)多颚板抓斗(见图 8-12)具有较为宽阔的最大张开度与覆盖面积，因而适用于抓取大块散货，如石块、铸铁块以及难以插入的废钢铁等。在设计多颚板抓斗时，应该考虑到其承受着很大的作业强度以及与此相关的恶劣载荷(特别在斗瓣的铰点与齿尖上)。多颚板抓斗适用于抓取充盈的散货，但是不适于清扫船舱和车厢。与其他形式的绳索抓斗相比，自重相对较大是其最为突出的缺点。

3) 耙集式抓斗

耙集式抓斗(见图 8-13)是为适应从狭窄的船舱中卸出散货而发展起来的一种绳索抓斗。耙集式抓斗的开度大，颚板在闭合过程中

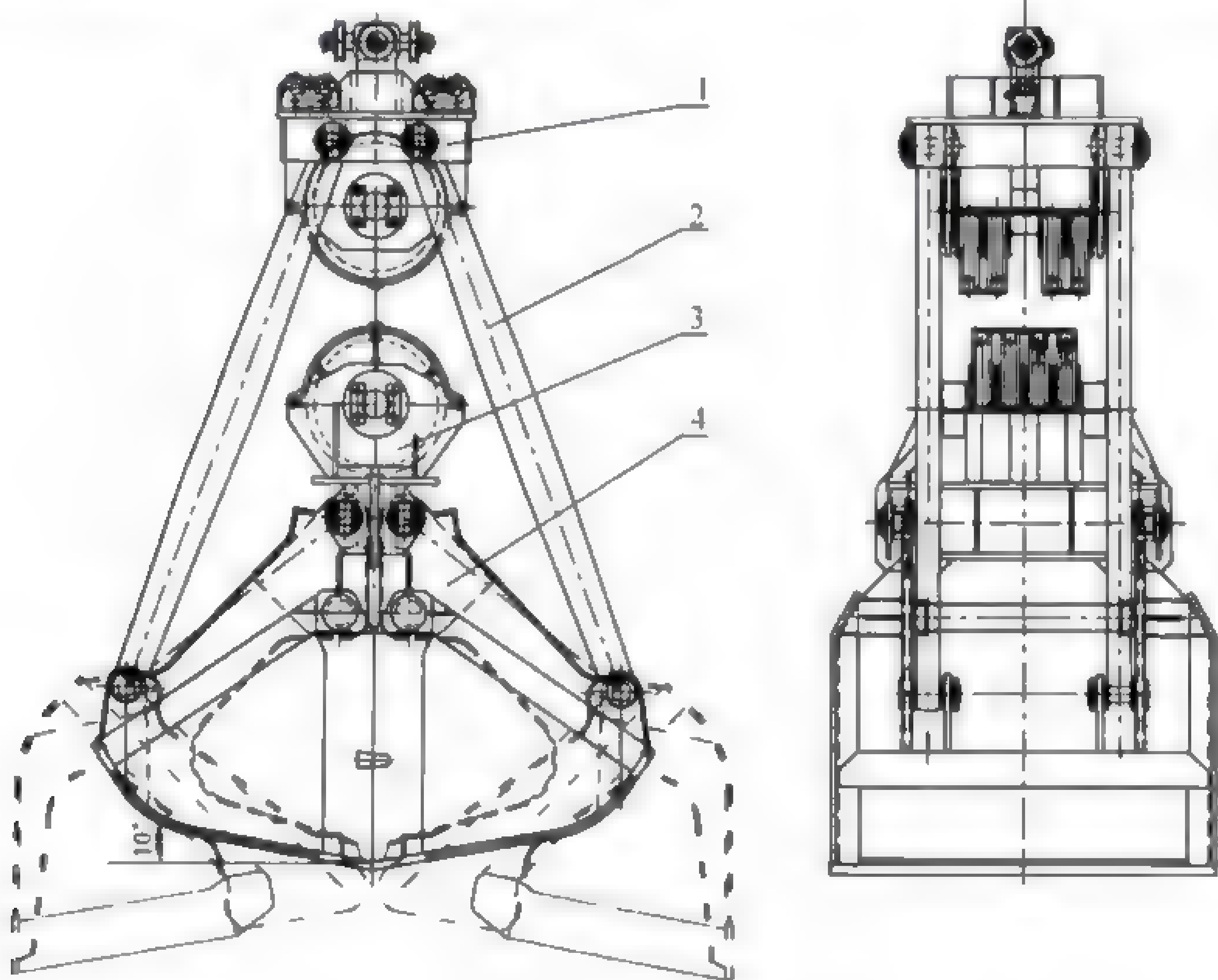


图 8-11　双绳(四绳)长撑杆双颚板抓斗

1—上承梁；2—撑杆；3—下承梁；4—颚板

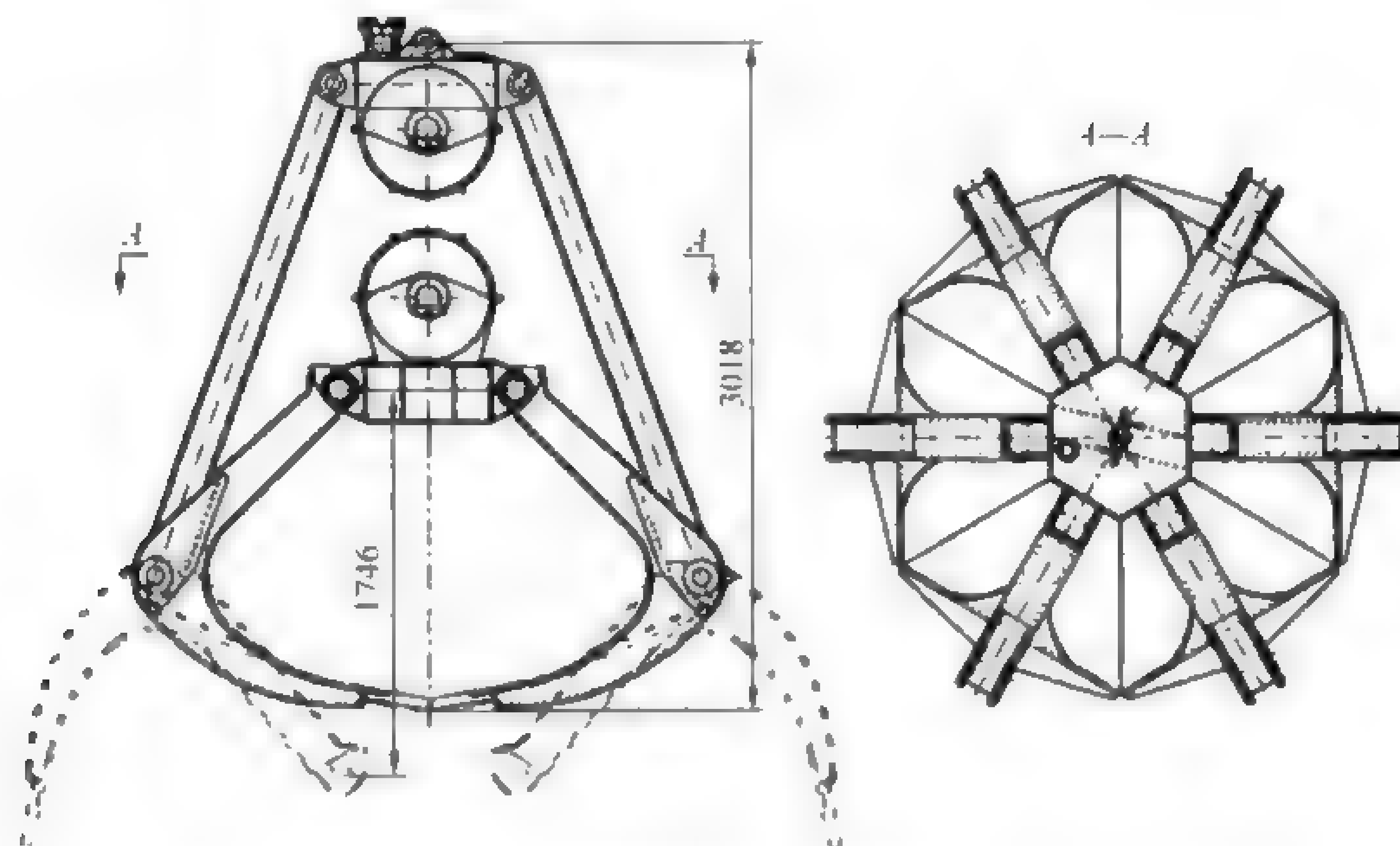


图 8-12　双绳(四绳)多颚板抓斗

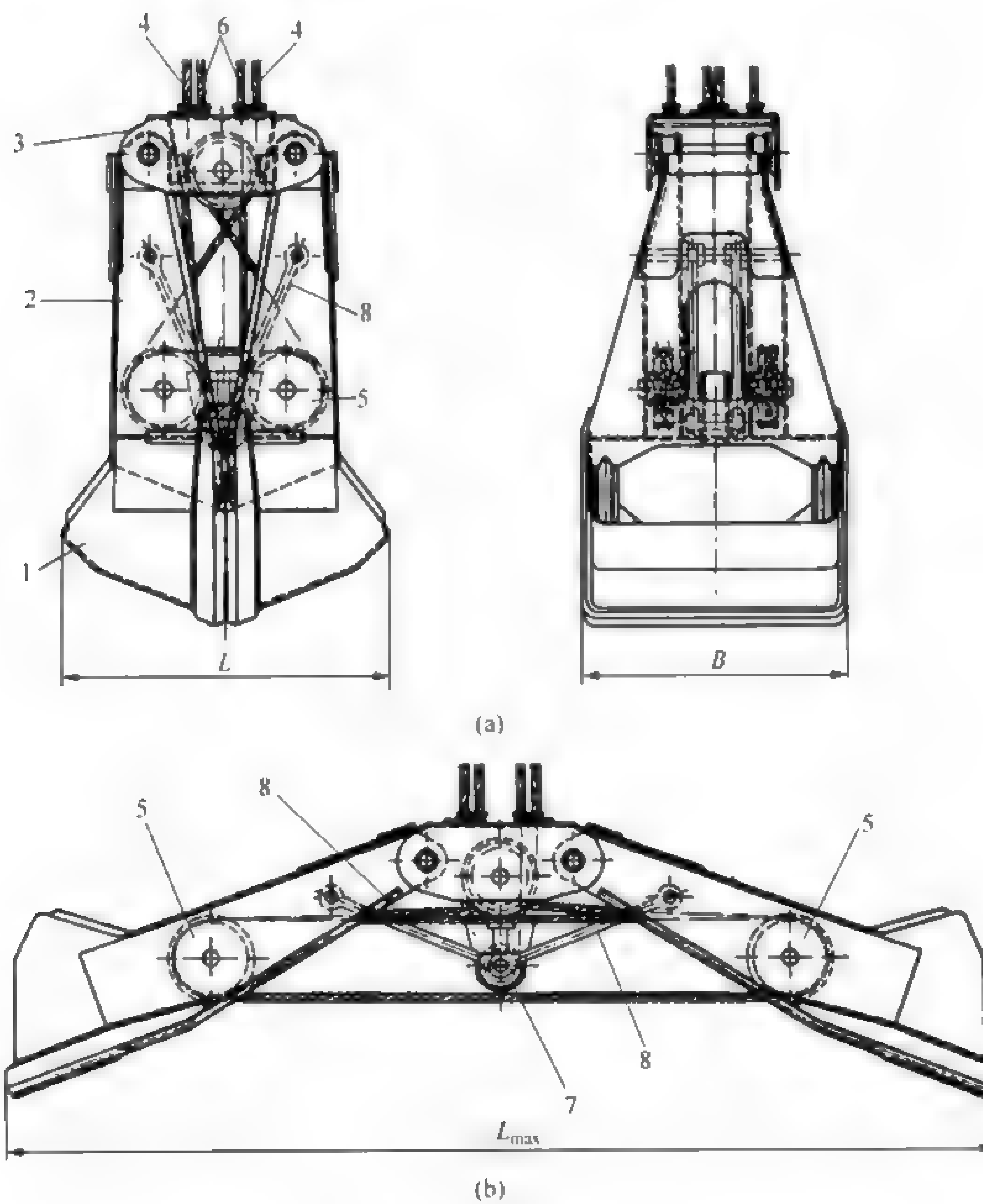


图 8-13　耙集式抓斗

1—颚板；2—颚板柄；3—上承梁；4—闭合绳；5—闭合滑轮组；6—支持绳；7—开斗滑轮；8—开斗撑杆

其刃口轨迹近似为水平，有良好的耙集性能，适宜于分层抓取散货和清舱底作业等。其不足之处在于闭合状态时，抓斗重心较高，增加了开斗操作的困难，容易倾倒；颚板铰点与刃口之间的距离较大，抓斗的切入性能差；此外，抓斗张开状态下置于料堆上时，闭合绳常常与散货接触，粘有散货的钢丝绳绕入滑轮后，遭受剧烈摩擦，极易损坏。

4）剪式抓斗

剪式抓斗常被视作长撑杆抓斗与耙集式抓斗的中间产品，但它并非是上述二者的替代品。在抓取散货的过程中，剪式抓斗常能显示出二者的优势且避免了它们的缺点。

由图8-14可知，剪式抓斗把两个颚板靠铰点的端部延长为绳索式加力臂，两臂共用一个中心铰。其开启动作依靠放松剪臂处滑轮组的钢丝绳、收紧支持绳来完成；关闭动作依靠收紧滑轮组钢丝绳，利用杠杆原理增力使颚板挖取物料，关闭抓斗。剪式抓斗的中心铰轴不必承受扭矩的作用，因而尺寸紧凑，维修方便。与耙集式抓斗相比较，密闭性好。其闭合力矩随着闭合过程逐渐增加，闭合终了时达到最大值，保证抓斗有较高的填充率。但在闭合状态下，结构高度较大，无疑减小了抓斗起重机的有效起升高度。

2. 电动抓斗

1）电动液压式抓斗

最初，电动液压式抓斗（见图8-15、图8-16）是为了满足件货起重机装卸散货而出现的，但是现在它的使用范围已远不止于此。当要求抓斗能够较深地插入料堆并产生很大的抓取力矩抓取废钢铁或重金属矿石时，电动液压抓斗显示出了其他抓斗无法比拟的优势。

在抓取一般的散货时，由于抓斗上装有闭合驱动的传动装置，所以抓斗的自重能够得到充分的利用。实际上，电动液压抓斗的自重总是比达到良好充填率所需的抓斗自重大，这也是为什么要求在设计电动液压抓斗时，力求结构紧凑、减轻自重的原因。

电动液压抓斗操纵简单，受外界干扰小，使用范围不受限制，故而有逐渐取代单绳抓斗的趋势。电动液压抓斗的主要缺点是：价格昂贵，需要通过电缆由外部供电，对抓斗的维护要求也较高。

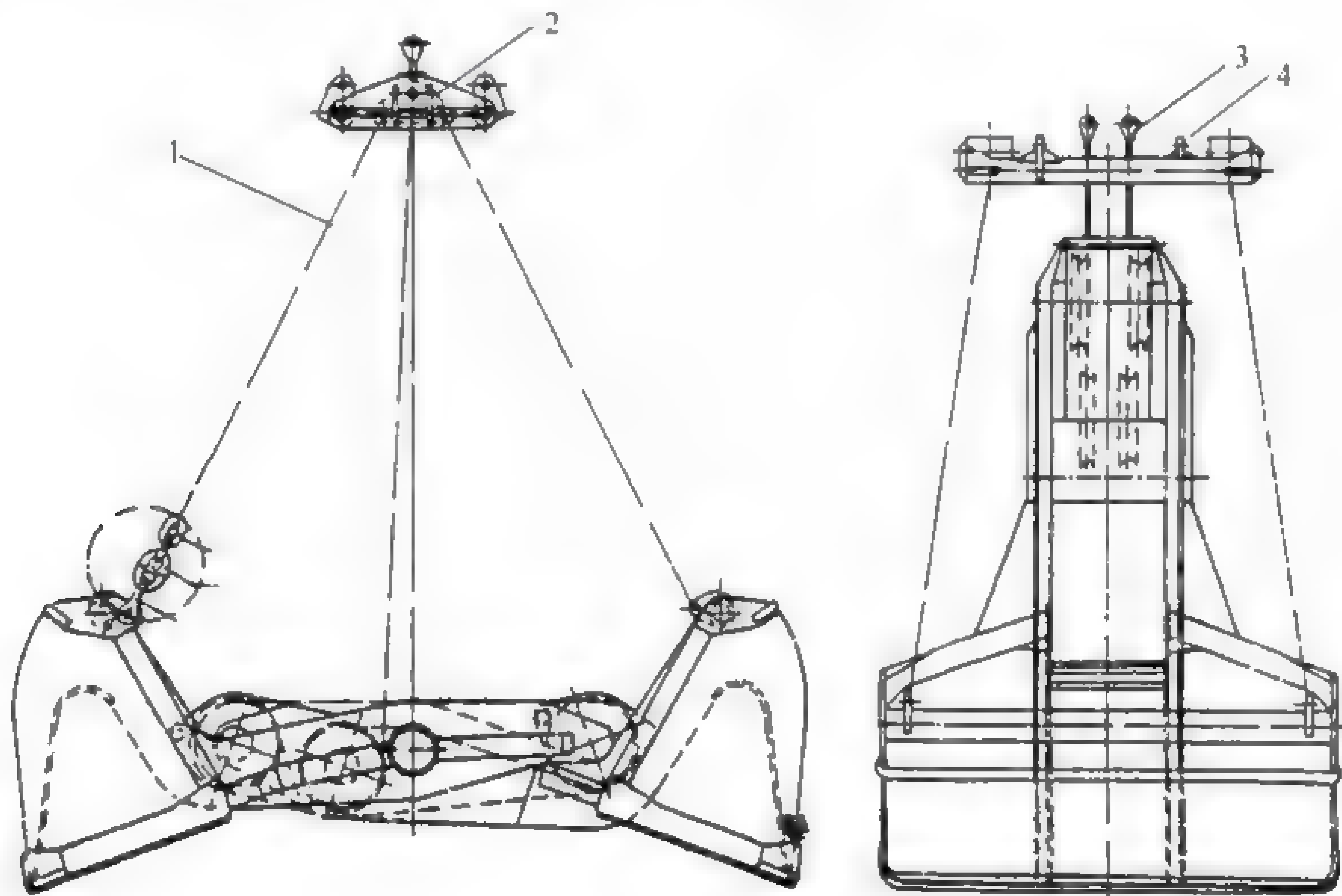


图8-14　剪式抓斗

1—开斗绳；2—均衡梁；3—闭合绳；4—悬吊点

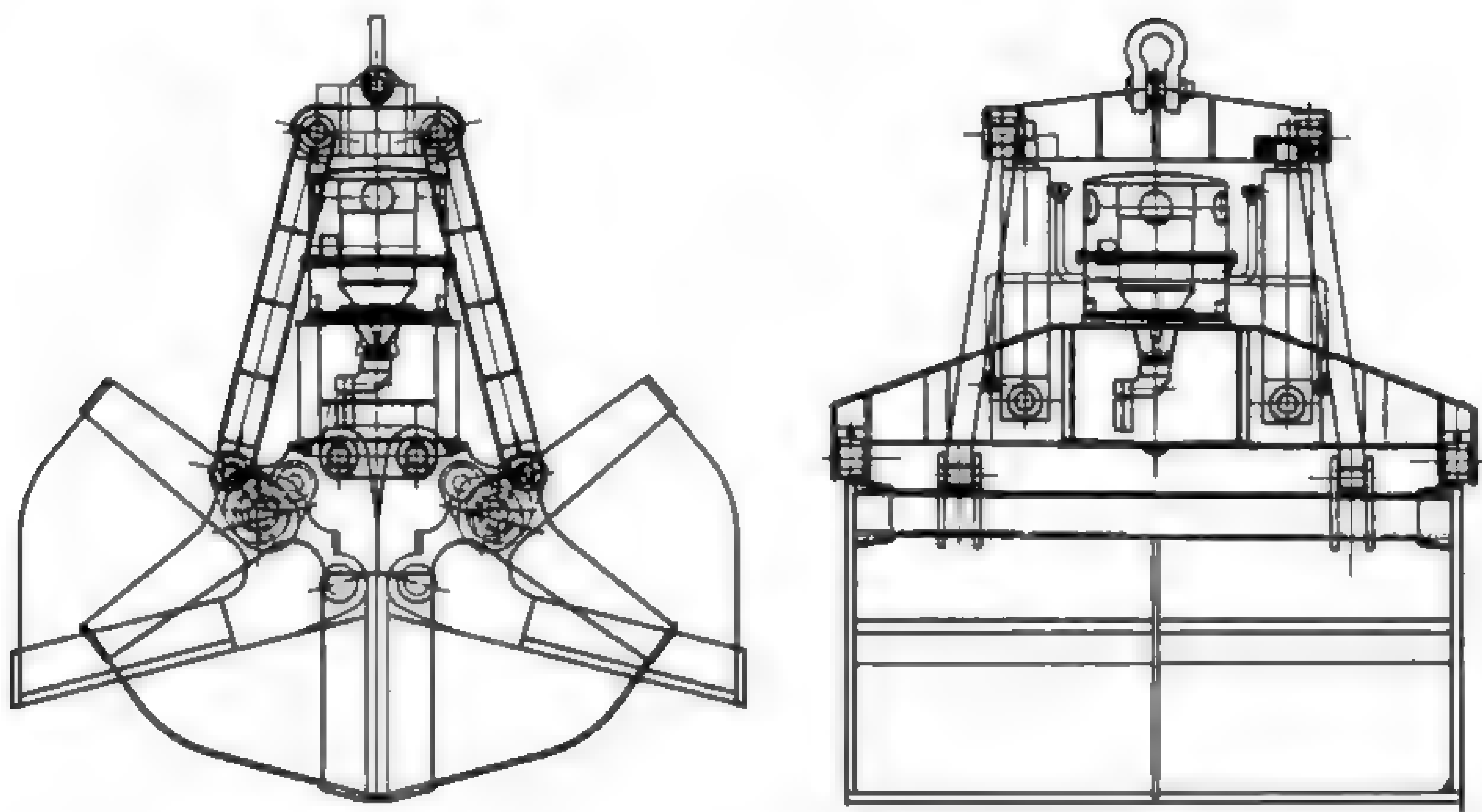


图 8-15 电动液压双颚板抓斗

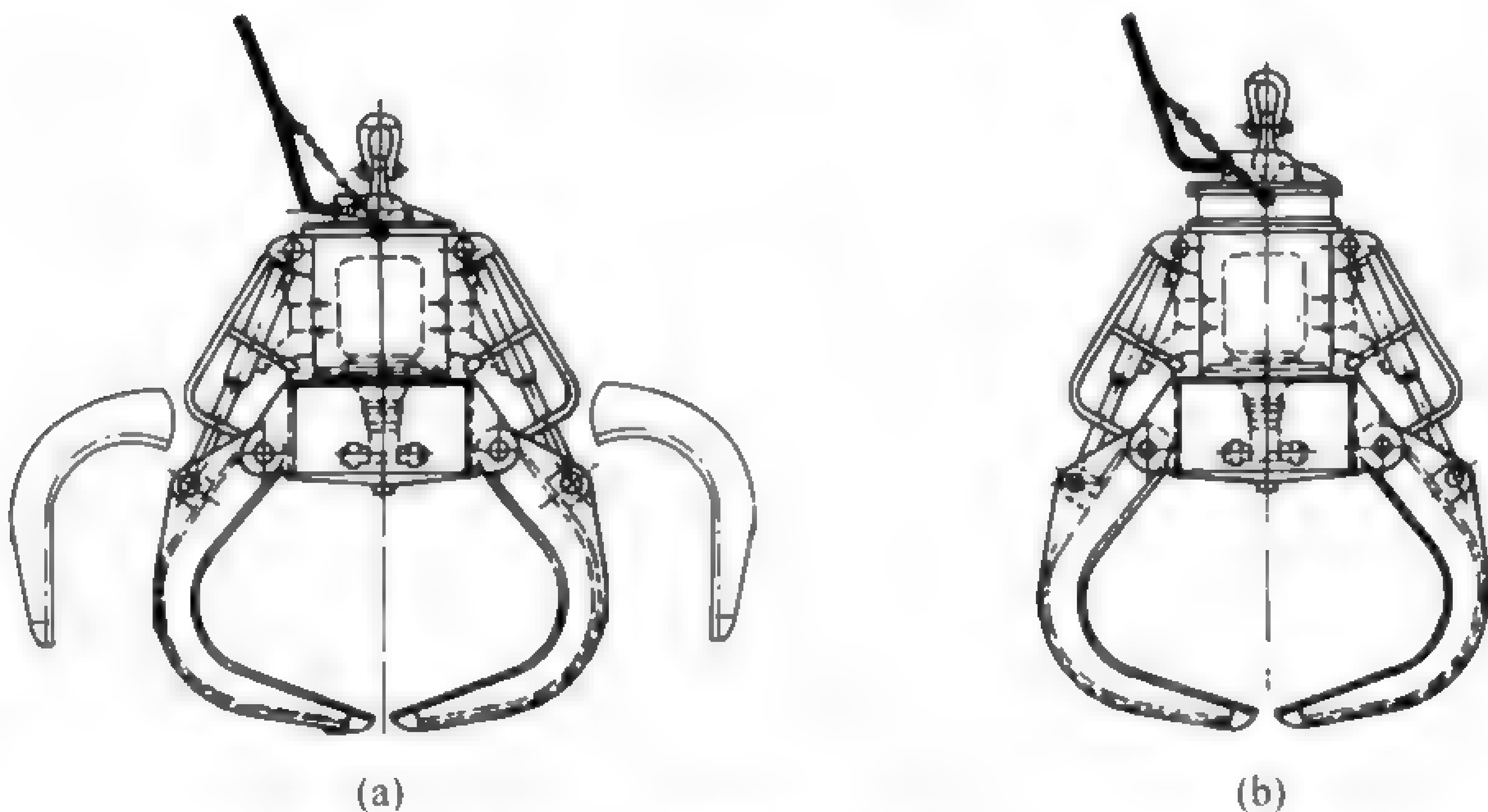


图 8-16 电动液压多颚板抓斗

2）电动机械式抓斗

电动机械式抓斗在上承梁上安装一台电动葫芦控制开闭绳或由电动螺杆装置控制颚板完成抓斗的启闭动作，见图 8-17。

8.3.4 影响抓斗抓取能力的因素

1. 散货的物理性能

对抓斗填充过程有显著影响的散货物理性能有：密度、粒度和内摩擦角等。密度是散货单位容积下的质量，见表 8-10，单位为 t/m^3；散货的粒度是指散货的计算粒度，见表 8-11，单位为 mm。计算粒度是应用统计方法，将散货天然粒度的统计值按大小分级，各分级部分的质量乘以相应部分的平均粒度后相加，再除以散货的总质量。散货的内摩擦角（或内摩擦系数）可用散货的自然坡角（或称自然堆积角）近似表示。散货的内摩擦系数越小，表明散货的流动性越好。

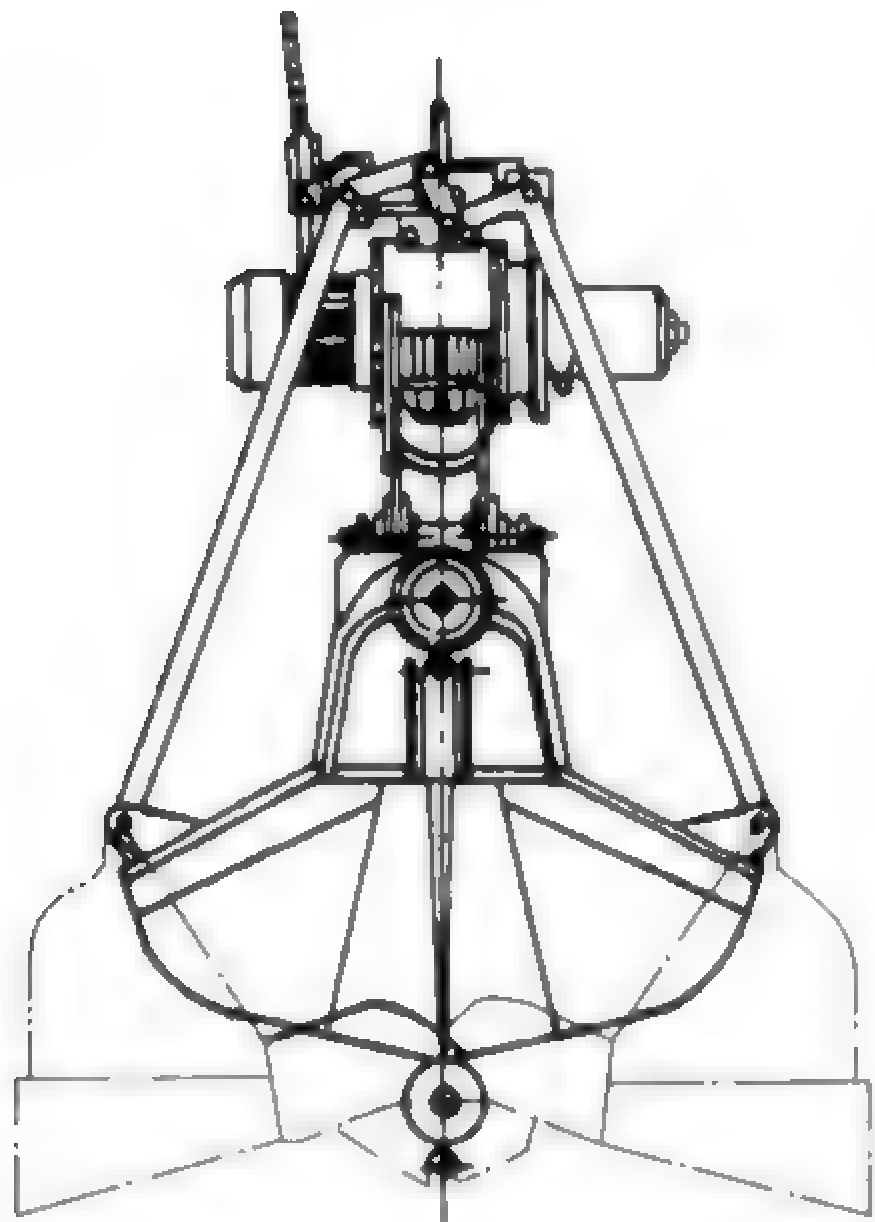


图 8-17 电动机械抓斗

表 8-10 散货密度举例

散货密度 /(t/m^3)	散货举例
0.4～0.63	干燥的粮食
0.8～1.0	无烟煤、粉末状氧化铝、焦炭、熔烘碳酸钠、干燥熔渣、小块及中块碎砖、各种标号的煤炭
1.25～2.0	小块石膏、雪花石膏、磷灰石精矿、铁矾石、砾石、干燥小块黏土、鹅卵石、干燥土壤、型砂、中块石灰石、石灰、岩石、粉碎状砖、干砂、原盐、结块水泥、大块砖
2.5～3.2	烧结矿、花岗石、小块及中块铁矿石、锰矿石
4.0～4.5	特大块铁矿石、钨矿石、重金属矿石

表 8-11 散货的粒度分级

散料分级	计算粒度/mm	特　征
1	0～15(13)	细粒
2	16～50(43)	碎粒
3	51～110(100)	大粒
4	111～180(160)	大块

注：括号内数字为计算抓斗所需自重时使用的计算粒度。

由上述表格可见，反映不同种类散货物理性能的差异很大。而这些参数又直接影响到抓斗抓取散货过程中遇到的抓取阻力，因而在设计抓斗时，针对不同的散货，必须正确地选择抓斗的自重、几何尺寸、滑轮组倍率以及颚板的侧面形状，以利物料形成良好的充填。

2. 抓斗的自重

抓斗自重是影响抓取能力的重要因素。自重大，抓取物料时的垂直压力大，抓取的散货量也多。当用自重轻的抓斗抓取密度大的散货时，可在抓斗上附加质量。实践证明，增加抓斗上承梁和撑杆的质量最为有效，在撑杆下铰点附近增加颚板的质量也有效。实验表明，在下承梁上增加质量，对抓取能力影响甚微。

经试验研究，有关系式：

$$m_F = k e^{-q\sqrt{s}} m_G \tag{8-3}$$

式中：m_G——抓斗的质量，t；

k——系数；

q——系数，$cm^{1/2}$；

m_F——抓取散货的质量，t；

s——计算粒度，cm。

系数 k 和 q 的近似计算公式为

$$k = 62(\psi^3 - 0.834\psi^2 + 0.213\psi) + C_M \tag{8-4}$$

$$q = C_1\psi^3 + C_2\psi^2 + C_3 \tag{8-5}$$

其中：

$C_M = -2.1\times10^{-3}(°)^{-2}\times(\alpha_s - 11.3°)^2 + 0.083$；

$C_1 = 0.555(cm)^{-\frac{1}{2}}$；

$C_2 = 0.32(cm)^{-\frac{1}{2}}$；

$C_3 = 0.173(cm)^{-\frac{1}{2}}$；

ψ——颚板宽度与最大张开度之比，$\psi = B/L_{max}$；

α_s——颚板闭合时，刃口板与水平面之间的夹角，俗称底背角。

根据式(8-1)和式(8-3)可得抓斗的抓取能力为

$$\eta_g = \frac{1}{1 + \frac{e^{q\sqrt{s}}}{k}} \tag{8-6}$$

可见，抓斗抓取能力 η_g 只取决于抓斗自身的参

数和散货粒度 s。抓斗抓取能力是评价抓斗性能最重要的指标，也反映了起重机有效起重量利用率。

由式 $m_F=V_F\gamma_m$，可得

$$\frac{m_G}{V_F}=\gamma_m\frac{e^{\sqrt[q]{s}}}{k} \tag{8-7}$$

式中：V_F——抓斗的容积，m^3。

γ_m——散货密度，t/m^3

应用上式，即可求得一定抓斗容积时所需的抓斗质量，显然其与散货的密度 γ_m 及计算粒度 s 有关。

3. 闭合滑轮组倍率

增加闭合滑轮组的倍率可降低闭合绳在抓取过程中的拉力，使抓斗切入力的垂直分量增大，提高了抓取能力。但滑轮组倍率的增加会引起闭合绳磨损加剧，也使闭合绳行程和抓斗闭合时间增加，因而应该综合考虑这些因素来确定滑轮组的倍率。双绳抓斗闭合滑轮组倍率的推荐值见表 8-17。

4. 抓斗的几何尺寸

抓斗的主要几何尺寸指抓斗张开和闭合时的高度、最大张开度、颚板宽度以及颚板侧面形状和相关的角度等。

抓斗的抓取量随着颚板的开度和刃口的切入力的增加而增加。试验证明，增大抓斗的开度可以增加抓斗的抓取能力，但它是有限度的，存在极限值。抓斗颚板宽度 B 对切入阻力影响较大，颚板较窄易切入料堆，若太宽则侧壁阻力相对增大，抓取能力反而下降。

抓斗的最大张开度和颚板宽度决定了抓斗张开时在料堆上的覆盖面积，所以颚板宽度与最大张开度之比 ψ 通常倾向于取较大值。一般认为：$\psi=0.35$ 为窄型抓斗；$\psi=0.45$ 为标准型抓斗；$\psi=0.55$ 为宽型抓斗；当抓取松散型且密度不大的散货时，ψ 值有时增大到 0.7。

8.3.5 抓取过程的闭合力分析

抓斗的闭合力影响到抓斗的抓取性能，闭合力越大，抓取性能越好。本节分析长撑杆抓斗和剪式抓斗抓取物料时的闭合力，受力分析图见图 8-18 和图 8-19。

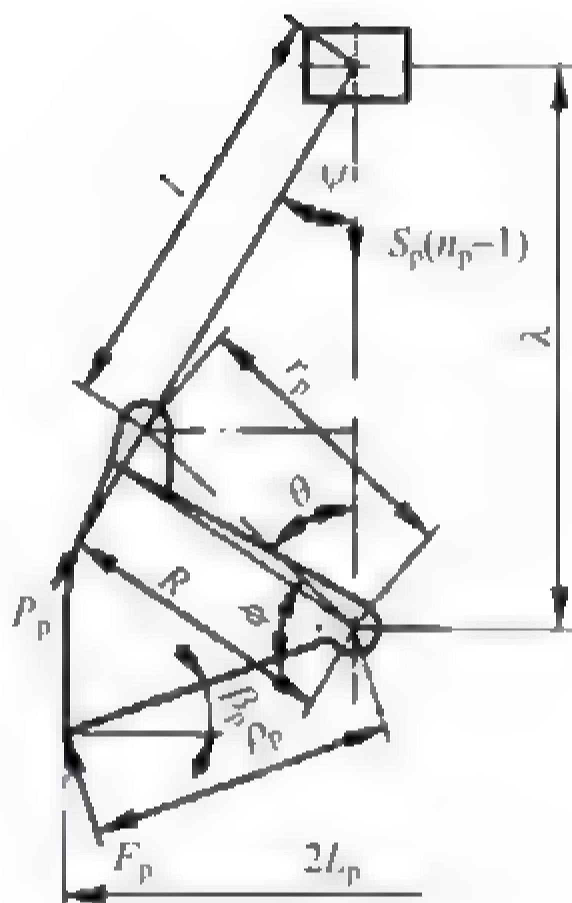


图 8-18 长撑杆抓斗的闭合力分析

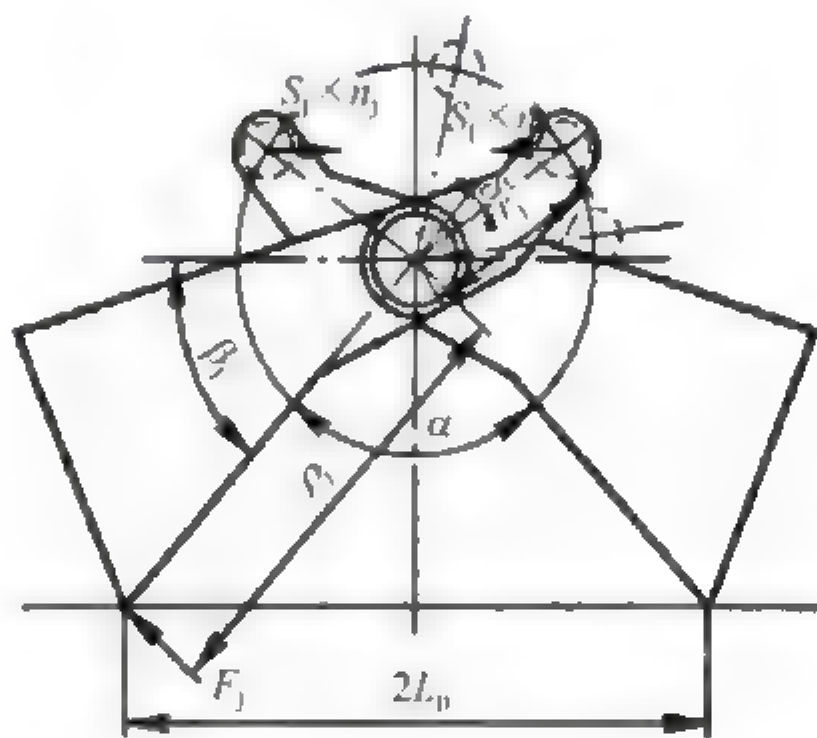


图 8-19 剪式抓斗闭合力分析

图 8-18 中，长撑杆抓斗钢丝绳闭合力为 S_p，闭合滑轮组倍率为 n_p。此时长撑杆抓斗撑杆上的力为

$$P_p=\frac{S_p(n_p-1)}{2}\frac{1}{\cos\psi} \tag{8-8}$$

由闭合绳拉力引起的抓取力矩为

$$M_p=P_pR,\quad R=\lambda\sin\psi \tag{8-9}$$

式中：P_p——撑杆力；

R——撑杆力力臂。

则由闭合绳拉力 S_p 引起的抓斗刃口处的抓取力为

$$F_p=\frac{M_p}{\rho_p}=\frac{M_p\cos\beta_p}{L_p} \tag{8-10}$$

式中：F_p——由 P_p 产生的抓斗闭合力，即抓取力；

β_p——颚板底背角。

长撑杆双颚板抓斗抓取物料时，由闭合绳拉力 S_p 引起上、下承梁的接近力，该力对上承梁的作用，由左、右两侧撑杆的反力来平衡。而左、右撑杆的反力又分别作用在左、右撑杆与颚板的铰点上，分别传递给左、右颚板，产生了相对于颚板中心铰轴的抓取力 F_p。

图 8-19 中，剪式抓斗钢丝绳闭合力为 S_j，闭合滑轮组倍率为 n_j。n_jS_j 是对闭合抓斗产生影响的滑轮间接近力。闭合绳通过滑轮组增力机构引起两侧剪刀臂端部互相接近的力，两侧剪刀端部的接近力不但相等，而且分别等于接近力的总值，它们相对于中心铰轴的力矩，通过中心铰轴，使每个颚板斗瓣产生抓取力 F_j。

$$F_j = \frac{M_j}{\rho_j} = \frac{n_jS_jr_j\sin(\beta-\delta)}{\rho_j} = n_jS_jk_r\sin(\beta-\delta) \tag{8-11}$$

式中：r_j——剪式抓斗闭合滑轮轴至中心销轴的距离；

ρ_j——中心销轴至抓斗刃口的距离。

其中，$k_r=r_j/\rho_j$ 是剪式抓斗的重要参数，对剪式抓斗的抓取性能具有决定性的影响，其确定见 8.3.7 节。

通过分析可知：

(1) 对剪式抓斗，在抓取物料时，随着抓斗闭合角 α 的减小，在钢丝绳拉力 S_j 不变的情况下，抓斗闭合力 S_j 不断增加；当抓斗完全闭合，α 为 0 时，抓斗的闭合力达到最大值。

(2) 抓斗闭合状态时，剪式抓斗的斗瓣闭合力可达钢丝绳拉力 S_j 的 1.2 倍以上，而长撑杆颚板抓斗的闭合力约为钢丝绳拉力 S_p 的 0.6 倍。

(3) 剪式抓斗的弱点在抓取行程开始后的前阶段，闭合钢丝绳拉力引起的抓取力较小；而在抓取行程的中、后阶段，抓取力为递增趋势；当颚板闭合终了时，剪式抓斗的抓取力大大超过了长撑杆抓斗的抓取力。剪式抓斗的这个特点，适合于通过增大其最大开度来予以发挥。

为提高剪式抓斗的性能，挖掘其潜在的抓取能力，在确定剪式抓斗的参数时，适当增大抓斗最大开度，并选择与之相应的 k_r 值，使剪式抓斗与同容积的长撑杆抓斗相比时，在任意相同的开度下，闭合绳拉力引起的抓取力皆大于一个选定的且抓取性能较佳的长撑杆抓斗的抓取力。

8.3.6　长撑杆双颚抓斗的设计计算

1. 抓斗的质量

合理的抓斗质量能提高起重机的生产率，并保证抓斗具有一定的强度、刚度与使用寿命。抓斗质量可由下式确定：

$$m_G = K_1Q \tag{8-12}$$

式中：Q——抓斗起重机额定起重量，t；

K_1——抓斗质量系数，其推荐值见表 8-12。

表 8-12　抓斗质量系数 K_1 的推荐值

散货密度 γ_m/(t/m³)	0.63	0.8	1.0	1.25
抓斗质量系数 K_1	0.434～0.48	0.429	0.426	0.420
散货密度 γ_m/(t/m³)	1.60	2.00	2.50	3.20
抓斗质量系数 K_1	0.416	0.410	0.408	0.400

2. 抓斗各部分质量的分配

抓斗各部分质量分配可参照下式进行：

$$m_{di} = K_2m_G \tag{8-13}$$

式中：m_{di}——抓斗各部分质量，t；

K_2——抓斗质量分配系数，可由表 8-13 选取。

表 8-13　抓斗自重分配系数 K_2

颚板	上承梁	下承梁	撑杆
0.45	0.21	0.18	0.16

3. 抓斗容积的确定

抓斗容积由散货的填充量 m_F 和密度 γ_m 和自然坡角 α_B 确定，见图 8-20。因而当使用为某种散货而设计的抓斗抓取另一种散货时，抓斗的名义容积和实际容积常不相等。

长撑杆双颚板抓斗的容积 V_F 由 V_1 和 V_2

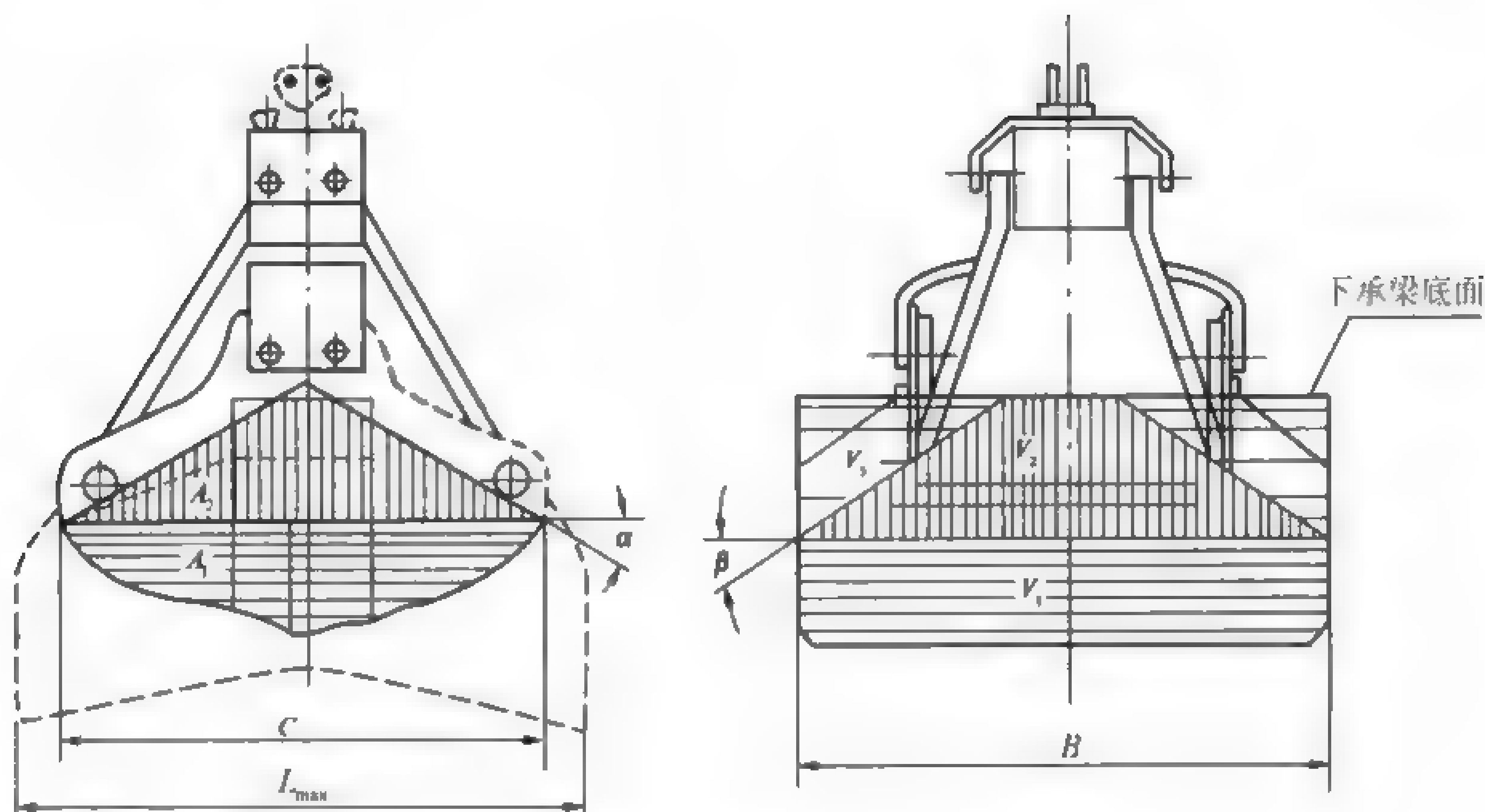


图 8-20 宽型长撑杆双颚板抓斗容积的确定

两部分组成。V_1 称为抓斗的水平容积，V_2 称为抓斗的堆积容积。将颚板的侧面积乘颚板的内侧宽度，即可得到抓斗的水平容积 $V_1=A_1B$，而以面积 A_2 乘 B，则可得到 V_2。考虑到抓斗闭合后，散货从颚板中外溢，因此抓斗的实际容积为

$$V_F = V_1 + V_2 - V_3 \qquad (8\text{-}14)$$

式中：V_3——颚板内散货外溢造成的容积损失，V_3 的大小与散货的自然坡角 α_B 有关。

为了能够使抓斗适应抓取密度相近的不同散货，常用增高或降低颚板背板高度的方法改变抓斗容积。

也可按下式计算抓斗容积：

$$V_F = Q(1-K_1)\frac{K_y}{\gamma_m} \qquad (8\text{-}15)$$

式中：V_F——抓斗额定容积，m^3；

K_y——物料压实系数，对轻型抓斗，$K_y=0.9\sim0.95$，对中型抓斗，$K_y=0.95\sim1.0$，对重型或特重型抓斗，$K_y=1.0$。

4. 抓斗几何参数的确定

抓斗颚板为开口箱形结构，如图 8 21 所示。下面分别阐述抓斗主要几何参数的求解方法。

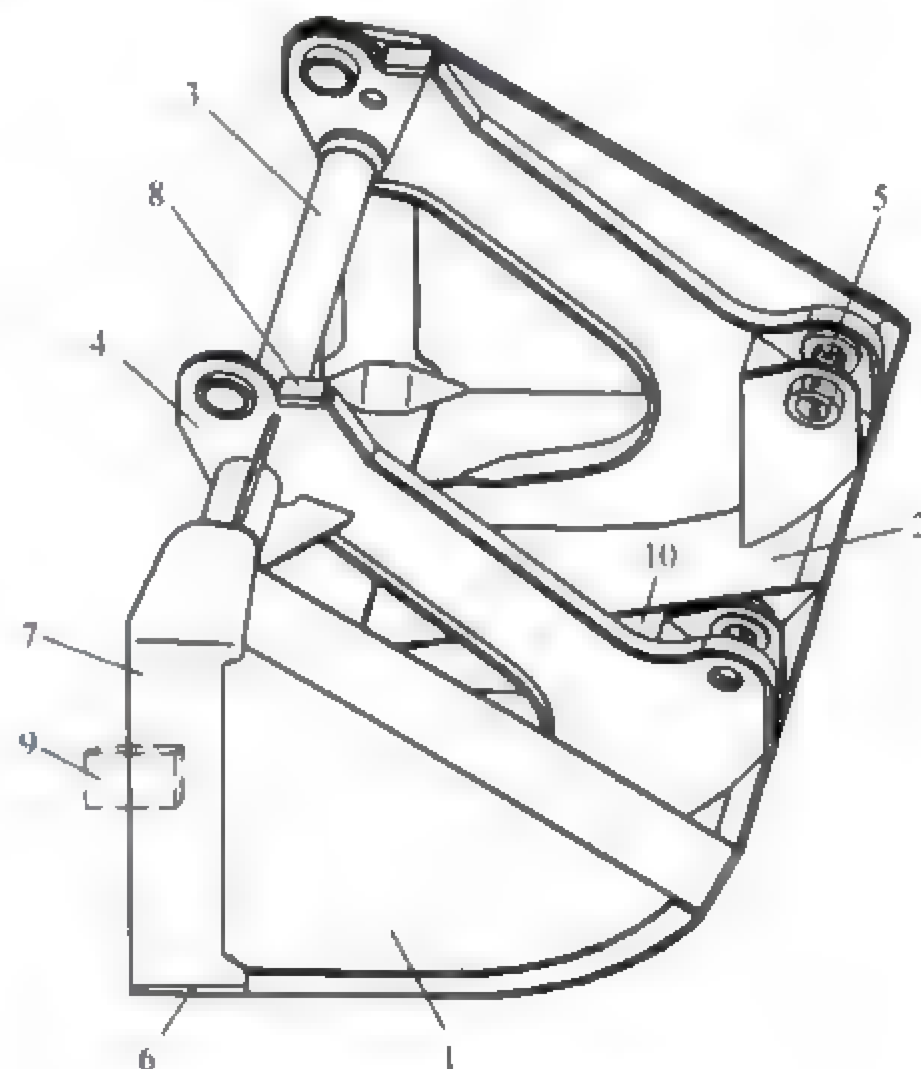


图 8-21 颚板主体结构图

1—端面板；2—底板；3—钢管；4—筋板；5—撑杆心轴；6—底刃口板；7—竖直刃口板；8—定位板；9—导向小板；10—加强端筋板

1）颚板宽度和最大张开度系数

（1）颚板宽度。近年来抓斗的颚板宽度有逐步增大的倾向，这样可相应增大抓斗张开后的覆盖面积。颚板宽度 B 可由下式计算：

$$B = K_3\sqrt[3]{V_F} \qquad (8\text{-}16)$$

式中：K_3 ——颚板宽度系数，由表 8 14 选取。

表 8-14　颚板宽度系数 K_3

散货密度 $\gamma_m/(t/m^3)$	0.63	0.80	1.00	1.25	1.60	2.00	2.50	3.20
颚板宽度系数 K_3	1.500	1.420	1.420	1.340	1.340	1.340	1.260	1.186
最大开度系数 K_4	1.774	1.924	1.924	2.086	2.194	2.250	2.379	2.518
系数ϕ	0.846	0.738	0.738	0.643	0.611	0.596	0.530	0.471
挖掘深度系数 K_5	0.212	0.190	0.190	0.172	0.155	0.142	0.140	0.133

(2) 抓斗最大张开度：抓斗最大张开度由下式计算：

$$L_{max} = K_4 \sqrt[3]{V_F} \qquad (8\text{-}17)$$

式中：K_4——抓斗最大张开度系数，由表 8-14 选取。

(3) 抓斗颚板宽度与最大张开度之比：

$$\psi = \frac{B}{L_{max}} = \frac{K_3}{K_4} \qquad (8\text{-}18)$$

ψ的值见表 8-14。

2) 其他几何参数

(1) 抓斗张开的覆盖面积：

$$A = BL_{max} = K_3 K_4 \sqrt[3]{V_F^2} \qquad (8\text{-}19)$$

(2) 抓斗在抓取过程中的平均挖掘深度：

$$H = \frac{V_F}{A} = \frac{V_F}{K_3 K_4 \sqrt[3]{V_F^2}} \qquad (8\text{-}20)$$

(3) 抓斗挖掘深度系数：

$$K_5 = \frac{H}{L_{max}} = \frac{1}{K_3 K_4^2} \qquad (8\text{-}21)$$

K_5 也可由表 8-14 选取。

(4) 颚板的侧面尺寸：

抓斗颚板侧面积为

$$A = V_F/B \qquad (8\text{-}22)$$

通常用作图法确定颚板侧面积，并与上式计算出的 A 相比，若不相等可调整 l，直到相等为止，见图 8-22。图中尺寸计算公式为

$$h = l\tan\beta_0;\quad h_1 \approx h_2/3;\quad h_2 = l\tan\theta$$

式中：α_s——颚板底背角；

β_0——颚板侧背角；

θ——颚板闭合后斗内物料最后滑移角；

α_B——散货自然坡角。

β_0、θ 和 α_s 的常用值见表 8-15。

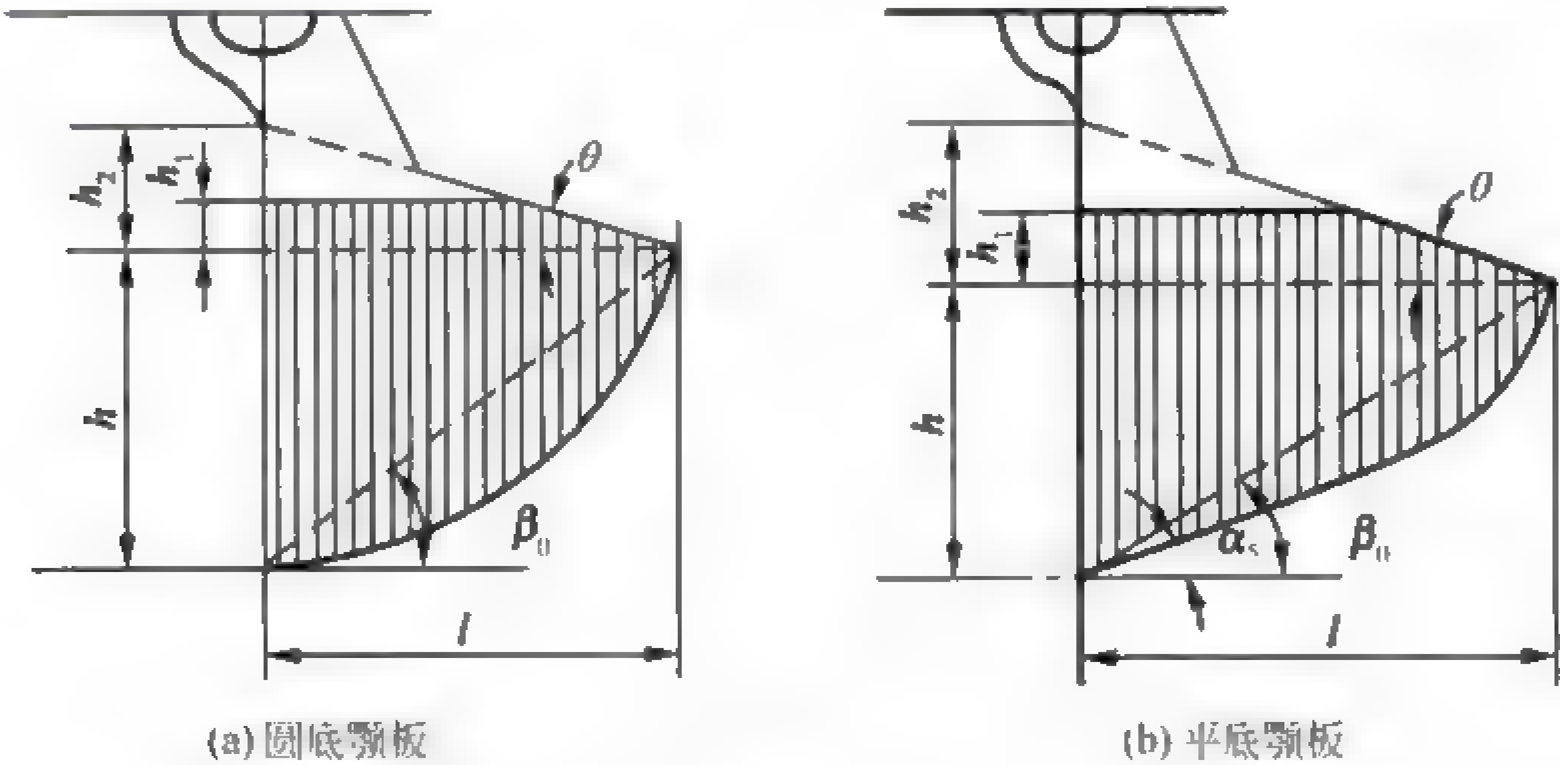
表 8-15　α_s、β_0 和 θ

	轻型抓斗	中型抓斗	重、特重型抓斗
β_0	24°～35°	22°～26°	22°～26°
θ	30°～35°	25°～30°	25°
α_s	8°～10°	10°～12°	12°～13°

(5) 颚板侧形半长 l：

$$l = K_6\sqrt{\frac{V_F}{B}} = K_6\frac{\sqrt[3]{V_F}}{\sqrt{K_3}} \qquad (8\text{-}23)$$

式中：K_6——颚板侧形系数，由表 8-16 选取。



(a) 圆底颚板　　(b) 平底颚板

图 8-22　颚板侧面几何形状

表 8-16 颚板侧形系数 K_6

散货密度 $\gamma_m/(t/m^3)$	0.63	0.80	1.00	1.25
颚板侧形系数 K_6	0.796	0.840	0.840	0.885
散货密度 $\gamma_m/(t/m^3)$	1.60	2.00	2.50	3.20
颚板侧形系数 K_6	0.930	0.954	0.979	1.004

5. 滑轮组的倍率和布置

双绳长撑杆抓斗滑轮组倍率推荐值见表 8-17，其滑轮组绳索绕法如图 8-23 所示。

表 8-17 闭合滑轮组倍率

	轻型抓斗	中型抓斗	重型抓斗	特重型抓斗
滑轮组倍率	2～4	4～5	5～6	6

上、下承梁上的滑轮轴一般交叉布置（见图 8-24），即下承梁上的滑轮轴相对于上承梁上的滑轮轴偏转一个角度 β。在少数情况下，也有上、下滑轮轴平行布置的方案，其缺点是当抓斗处于闭合状态上、下滑轮轴之间的间距较小时，闭合绳相对于滑轮绳槽的偏角太大，导致绳索与滑轮绳槽之间磨损加剧，绳索也容易脱槽。偏转角 β 可按下式确定：

$$\tan\beta = \frac{l_c}{D+d} \tag{8-24}$$

式中：l_c——相邻两滑轮的中心间距；

D——滑轮绳槽底部直径；

d——钢丝绳直径。

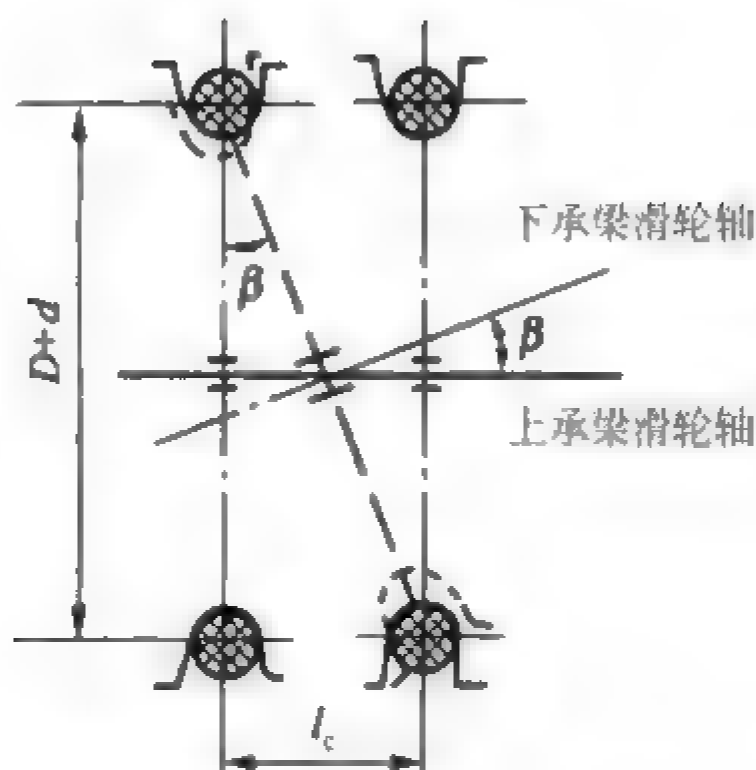


图 8-24 上、下承梁滑轮轴交叉布置时的倾斜角 β

6. 颚板强度校核

图 8-25 所示为一典型长撑杆双颚板抓斗颚板侧面形状图。抓斗颚板的底边为刃口部分，受力大，应适当加强。颚板可近似简化为受均布载荷作用的简支梁，见图 8-26。

1）颚板刃口

（1）颚板刃口厚度。按保证颚板具有足够刚度的要求，由下面经验公式确定颚板刃口的厚度 δ：

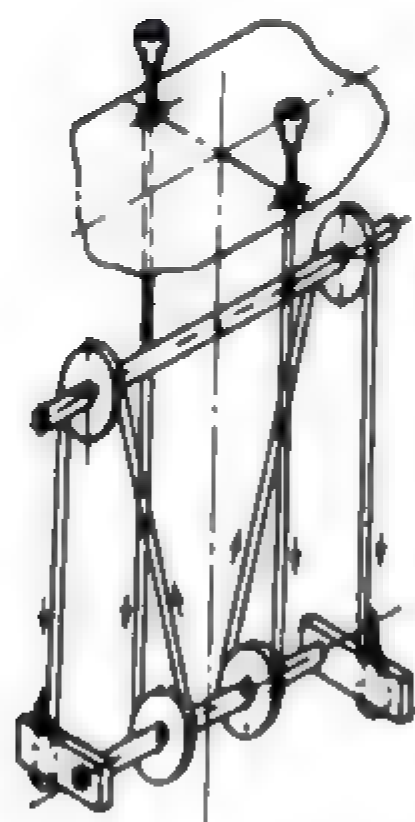
$$\delta = \omega\gamma_m\sqrt[3]{V_F} \tag{8-25}$$

式中：δ——颚板刃口厚度，m；

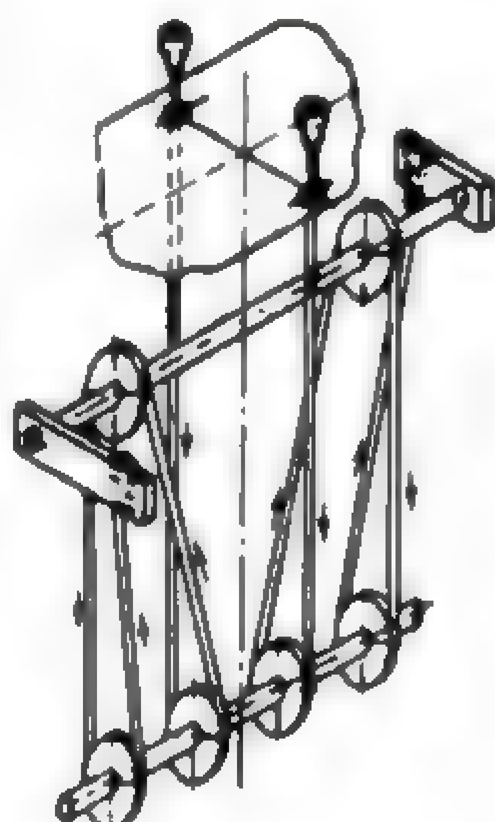
γ_m——散货密度，t/m³；

V_F——抓斗容积，m³；

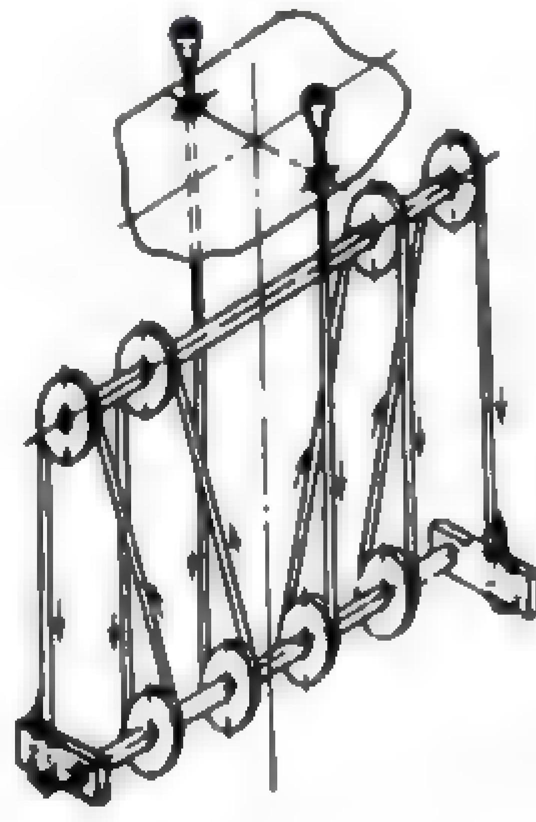
ω——散货粒度系数，对细粒散货 $\omega=0.012m^3/t$，对大块散货 $\omega=0.014m^3/t$。



(a) 倍率m=3



(b) 倍率m=4



(c) 倍率m=5

图 8-23 抓斗闭合滑轮组

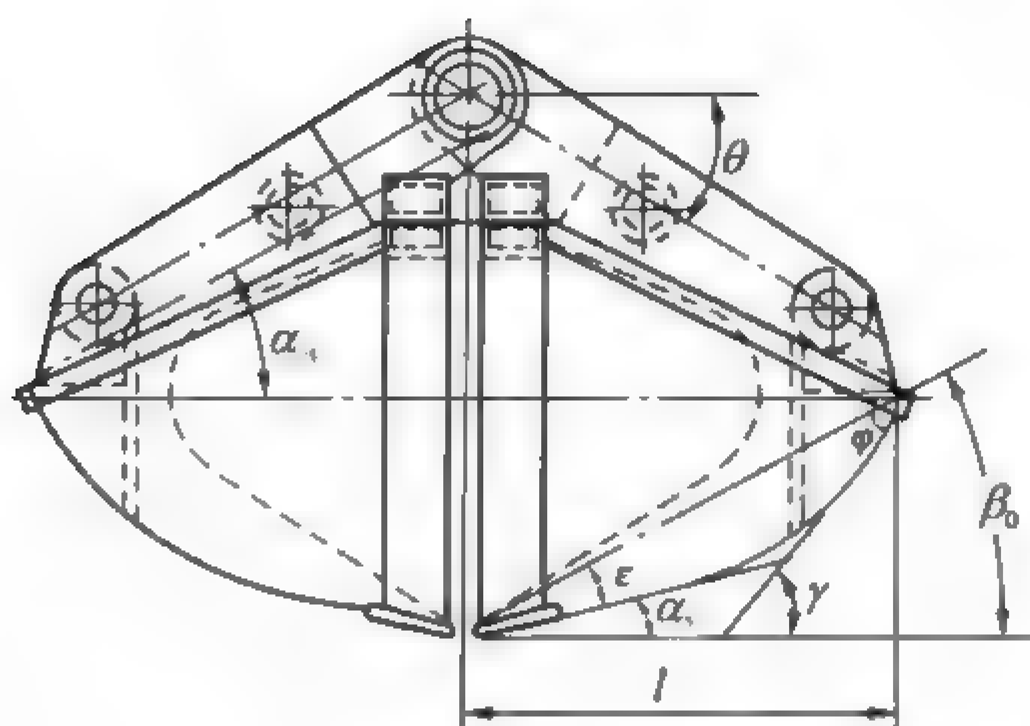


图 8-25 长撑杆双颚板抓斗颚板侧面形状

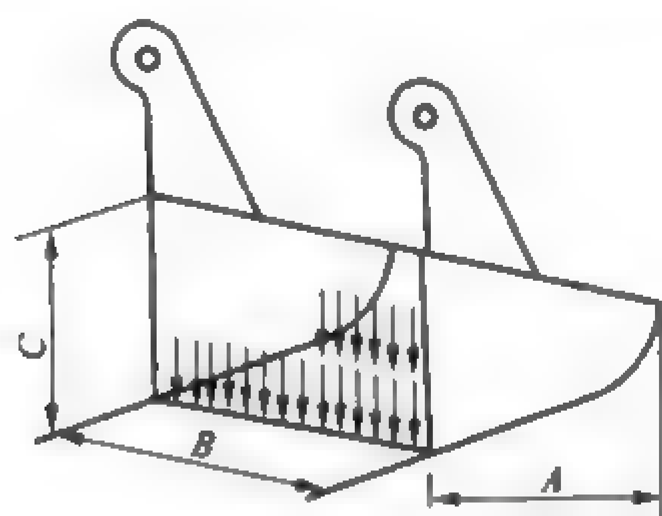


图 8-26 鄂板强度计算简图

(2) 刃口宽度。由弯曲强度条件，刃口宽度 b 为

$$b=\frac{3BQ}{8\delta'[\sigma]} \quad (8\text{-}26)$$

式中：B——刃口长度；

Q——抓斗自重与斗内散货重量之和，$Q=m_g+m_F$；

δ'——颚板两侧竖向刃口厚度，一般取 $\delta'=(0.8\sim0.85)\delta$；

$[\sigma]$——刃口材料许用应力。

2) 颚板底板

颚板底板厚度 δ_1 一般取 $\delta_1=(0.3\sim0.4)\delta$

颚板底板可按三边支承、一边自由的矩形板受垂直均布载荷进行强度计算，非支承边单位长度上的最大弯矩为

$$M_B-K_0q_0B^2 \quad (8\text{-}27)$$

$$q_0-K_7\frac{\gamma_mV_F}{2AB} \quad (8\text{-}28)$$

式中：K_0 ——由板长宽比而定的系数，见表 8 18；

B ——颚板宽度；

q_0 ——颚板底板上的均布载荷；

K_7 ——物料分布不均匀系数，取 $K_7=1.2$；

γ_m ——散货密度；

V_F ——抓斗容积。

表 8-18 系数 K_0

A/B	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
K_0	0.06	0.074	0.088	0.097	0.107
A/B	1.0	1.2	1.4	2.0	·
K_0	0.112	0.120	0.126	0.132	0.133

颚板底板的弯曲强度校核应满足

$$\sigma=\frac{M_B}{W}=\frac{K_0q_0B^2}{\delta_1^2/6}\leqslant[\sigma] \quad (8\text{-}29)$$

式中：$[\sigma]$——材料许用应力，对 Q235，$[\sigma]=100$MPa，对 Q345，$[\sigma]=140$MPa。

为了降低上述计算应力，常在颚板底板上面加设垂直于底板的加劲肋。

8.3.7 剪式抓斗的设计计算

1. 抓斗自重的确定

与确定长撑杆双颚板抓斗自重的方法相似，剪式抓斗的自重 m_G 可按下式确定：

$$m_G=K_ZQ \quad (8\text{-}30)$$

式中：Q——抓斗起重机额定起重量，t；

K_Z——剪式抓斗质量系数，其推荐值见表 8-19。

表 8-19 抓斗质量系数 K_Z 的推荐值

散货密度 γ_m/(t/m³)	0.63	0.8	1.0	1.25
抓斗质量系数 K_Z	0.4625	0.4250	0.4125	0.4000
散货密度 γ_m/(t/m³)	1.60	2.00	2.50	3.20
抓斗质量系数 K_Z	0.3936	0.3812	0.3750	0.3625

2. 抓斗自重的分配

剪式抓斗主要由斗臂和斗体两部分组成。剪式抓斗工作时，斗臂部分自重相对于中心销轴的力矩抵消了抓斗的一部分抓取力矩，故在设计剪式抓斗时，在满足斗臂强度和稳定性要求的前提下，设法减轻斗臂部分的自重。斗体

部分的自重，特别是靠近卸料支持绳处的斗体自重对增大抓斗的抓取力矩有利，但斗体后部重量对空抓斗开斗有不利影响，因而在初步确定抓斗自重分配比例之后，应对剪式抓斗进行空斗开斗验算。

3. 几何参数的确定

剪式抓斗是一种由主铰连接的剪刀状结构，抓斗完全依靠剪刀臂连接整个斗体，结构简单，见图 8-27。剪式抓斗主要由 2 个剪刀式抓斗臂组成，连接 2 个剪刀式抓斗臂的为中心铰轴。剪刀式抓斗臂上安装有滑轮组、斗瓣、斗瓣加强梁及加强管。支承链条固定在加强管上，与上部联系梁连接后起到提升整个抓斗的作用。钢丝绳将 3 组分别安装在 2 个抓斗臂上的滑轮组联系在一起，在钢丝绳缠绕系统作用下，剪刀臂通过中心铰轴作旋转运动。在剪刀臂合理的重量布置和钢丝绳缠绕系统的作用下实现抓斗打开和闭合。



图 8-27 剪式抓斗结构

1）颚板宽度

剪式抓斗颚板（斗体）宽度 B 可按下式求得：

$$V_F = \frac{m_F}{\gamma_m}, B = K_B \sqrt[3]{V_F} \qquad (8\text{-}31)$$

式中：V_F——剪式抓斗的填充容积，m^3；

m_F——剪式抓斗抓货量，t；

γ_m——散货密度 t/m^3；

K_B——剪式抓斗颚板宽度系数，见表 8-20。

表 8-20 剪式抓斗颚板宽度系数 K_B

散货密度 $\gamma_m/(t/m^3)$	0.63	0.8	1.0	1.25
颚板宽度系数 K_B	1.460	1.400	1.370	1.344
散货密度 $\gamma_m/(t/m^3)$	1.60	2.00	2.50	3.20
颚板宽度系数 K_B	1.342	1.314	1.260	1.258

2）最大张开度

剪式抓斗完全张开后的最大张开度 L_{max} 可由下式求出，取值见表 8-21：

$$L_{max} = K_L \sqrt[3]{V_F} \qquad (8\text{-}32)$$

式中：K_L——剪式抓斗最大开度系数。

表 8-21 剪式抓斗最大开度系数 K_L

K_L 起重量/t 散货密度/(t/m³)	16	20	25	32	40	50	63
0.63	2.177	2.249	2.341	2.417	2.528	2.610	2.675
0.80	2.264	2.333	2.430	2.582	2.642	2.724	2.820
1.00	2.362	2.435	2.530	2.632	2.738	2.835	2.908
1.25	2.481	2.578	2.668	2.779	2.857	2.968	3.040
1.60	2.612	2.718	2.824	2.914	3.031	3.144	3.213
2.00	2.745	2.846	2.949	3.044	3.171	3.274	3.367
2.50	2.891	2.988	3.097	3.207	3.318	3.429	3.507
2.70	2.915	3.019	3.130	3.231	3.350	3.453	3.533
3.20	3.046	3.146	3.269	3.392	3.515	3.633	3.710

表8 21表明，剪式抓斗最大开度不但与散货密度有关，而且随着抓斗起重机起重量的变化而变化。

3）比值k_r的确定

比值$k_r = r_1/\rho_1$可按散货密度在表8-22中选取，参数含义见图8-19。

表8-22　比值k_r

散货密度γ_m/(t/m³)	0.8	1.0	1.25	1.60
比值k_r	0.55	0.56	0.57	0.58
散货密度γ_m/(t/m³)	2.00	2.50	2.70	3.20
比值k_r	0.60	0.61	0.61	0.615

4）其他几何参数

张开抓斗的覆盖面积、抓斗抓取曲线的平均挖掘深度、抓斗颚板的侧形等参数，可参照长撑杆抓斗相应参数的求法。

4．滑轮组的倍率和布置

剪式抓斗滑轮组缠绕常采用2倍率，为左右2组滑轮组，见图8-28。

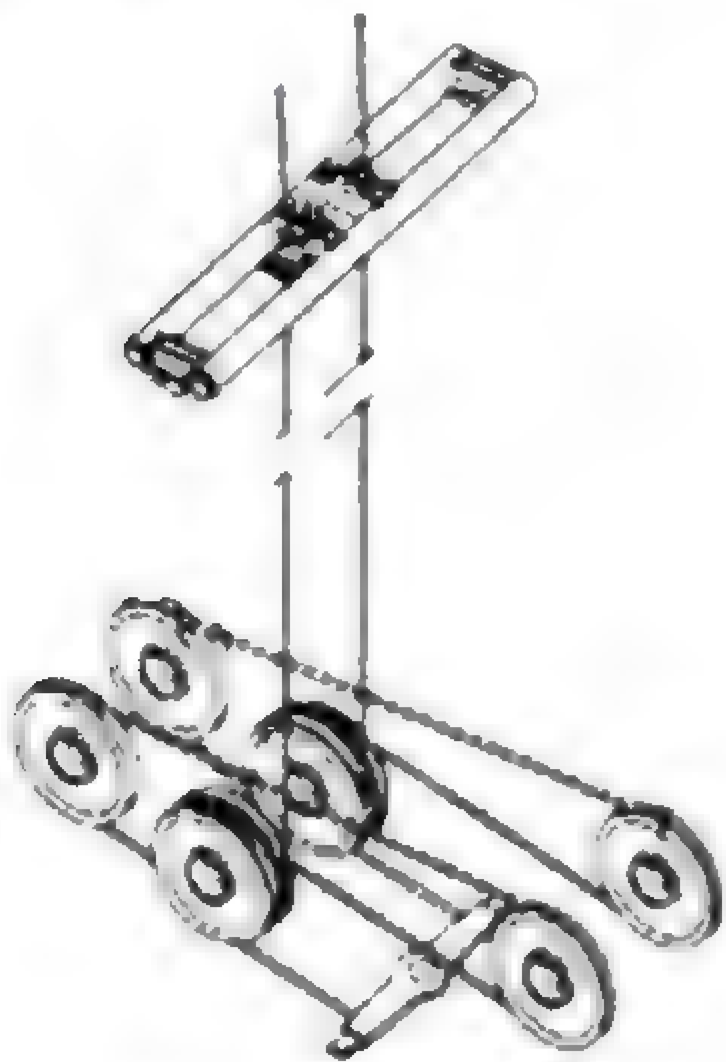


图8-28　剪式抓斗钢丝绳缠绕

缠绕系统倍率不同，直接影响到抓斗内钢丝绳的使用量，以及打开和闭合抓斗时钢丝绳的伸缩变化量。剪式抓斗缠绕系统的倍率低，直接缩短了开闭斗时间，作为易损部件，钢丝绳使用量小，对提高生产率、降低作业成本有-定的意义。

8.3.8　多瓣抓斗

多瓣抓斗适用于抓取块状物料，物料密度通常为1.5～3.0t/m³，个别物料的密度大于此值，如生铁等。块状物料挖掘阻力大，因此多瓣抓斗的自重要比双颚板散货抓斗大。

1）多瓣抓斗自重

$$m_G = KQ \tag{8-33}$$

式中：K——质量系数，K=0.45～0.55，散货密度小，K取小值，密度大取大值。

2）多瓣抓斗容积V_F

多瓣抓斗容积指所有颚瓣闭合后，内表面包络的容积，可按下式计算：

$$V_F = (Q - m_G)\frac{K_G}{\gamma_m} \tag{8-34}$$

式中：K_G——物料在斗内堆高系数，K_G = 0.5～0.7，密度小，K_G取大值；密度大，K_G取小值。

多瓣抓斗容积可近似按球体积计算，考虑到抓取的块料不可能充满多瓣抓斗斗容，用K_G予以调整。

3）闭合绳长度

多瓣抓斗闭合绳是完成抓取物料的主要受力件之一，常用强度高、重量轻、挠性好的多股钢丝绳。为了取得较大的挖掘力，闭合绳滑轮组的倍率一般为4～5。闭合绳长度按下式计算：

$$L = ah + l_1 + l_2 + l_3 \tag{8-35}$$

式中：a——滑轮组倍率；

h——空抓斗从最大开度到完全闭合过程中，上、下承梁之间距离的改变量；

l_1——闭合绳连接长度，由上承梁和起重吊索结构确定；

l_2——滑轮组钢丝绳固定长度；

l_3——滑轮组卷绕钢丝绳长度。

$$l_3 - \frac{n\pi d}{2} \tag{8 36}$$

式中：n——滑轮个数；

d——滑轮计算直径。

8.3.9 单绳抓斗开闭机构

单绳抓斗与多绳抓斗不同，多绳抓斗是利用起重机上的开闭绳和支持绳的相互配合控制抓斗开闭。单绳抓斗是直接挂在起重机吊钩上，靠吊钩的升降来完成抓斗开闭动作。因此，使用单绳抓斗不需要专门起重机(如抓斗起重机等)，就可以抓取各种散装物料、废钢、原木等。

单绳抓斗的开闭机构是关键部件，它一般装在抓斗内的一个沿导轨上下移动、能与上承梁或从下承梁连接、脱开的滑移座上。滑移座由起重机控制升降动作。闭合抓斗时，滑移座依靠自重沿导轨下降，通过开闭机构与下承梁连接，随后带动下承梁，实现抓斗闭合。开启抓斗时，设在滑移座内的开闭机构与下承梁分离，滑移座沿导轨上升至上承梁处，抓斗开启。滑移座与下承梁的结合与分离方法有"曳绳开斗式""自动开斗式""遥控开斗式"等。

1. 翻板式开闭机构

目前常用的单绳抓斗为翻板式开闭机构，见图 8-29。翻板式开闭机构由导轨、滑移座、翻板和定位器组成。导轨、定位器固定在抓斗的下承梁上，翻板安装在滑移座上。

工作原理如下所述：

(1) 就位：抓斗呈开启状态，滑移座位于导杆高处抵住上承梁底部，提升起升绳，通过滑移座、上承梁将抓斗提起，放至预定的取料点。

(2) 锁扣：由于定位器处于支承位置，放下起升绳，滑移座下移，被定位器限定在合适位置，使翻板与导杆上的卡板卡住。

(3) 闭合：提升起升绳，滑移座、翻板、导杆一起上升，带动下承梁上升，使抓斗闭合挖掘物料。抓斗完全闭合时，定位器根据其内部结构，处于自由伸缩状态。

(4) 开启：满负荷的抓斗置于卸料点，下降起升绳，滑移座压缩定位器，翻板越过导杆上的卡板可自由转动，此时再提升起升绳，翻板绕过卡板，一直上升到与上承梁接触为止。此时提升起升绳，抓斗斗体和物料在重力作用下开启卸料，定位器又恢复到支承位置。

2. 无线遥控开闭机构

无线遥控开斗式的单绳抓斗(见图 8-30)利用无线电信号控制开闭机构锁紧或松脱，从而实现抓斗开闭。无线遥控抓斗须使用国家规定的无线电频率。开闭机构的电力由抓斗本身携带的蓄电池提供。无线遥控抓斗集曳绳开斗和自动开斗两种结构的优点，操作方便，效率高，而且满载抓斗可以在空间任意位置开启，特别适用于单绳散货抓斗。常见的开闭机构有挂钩式(见图 8-31)和无动力液压自锁式(见图 8-32)。抓斗通过无线遥控液压装置，由压力油带动开闭机构或液压缸使抓斗开闭。

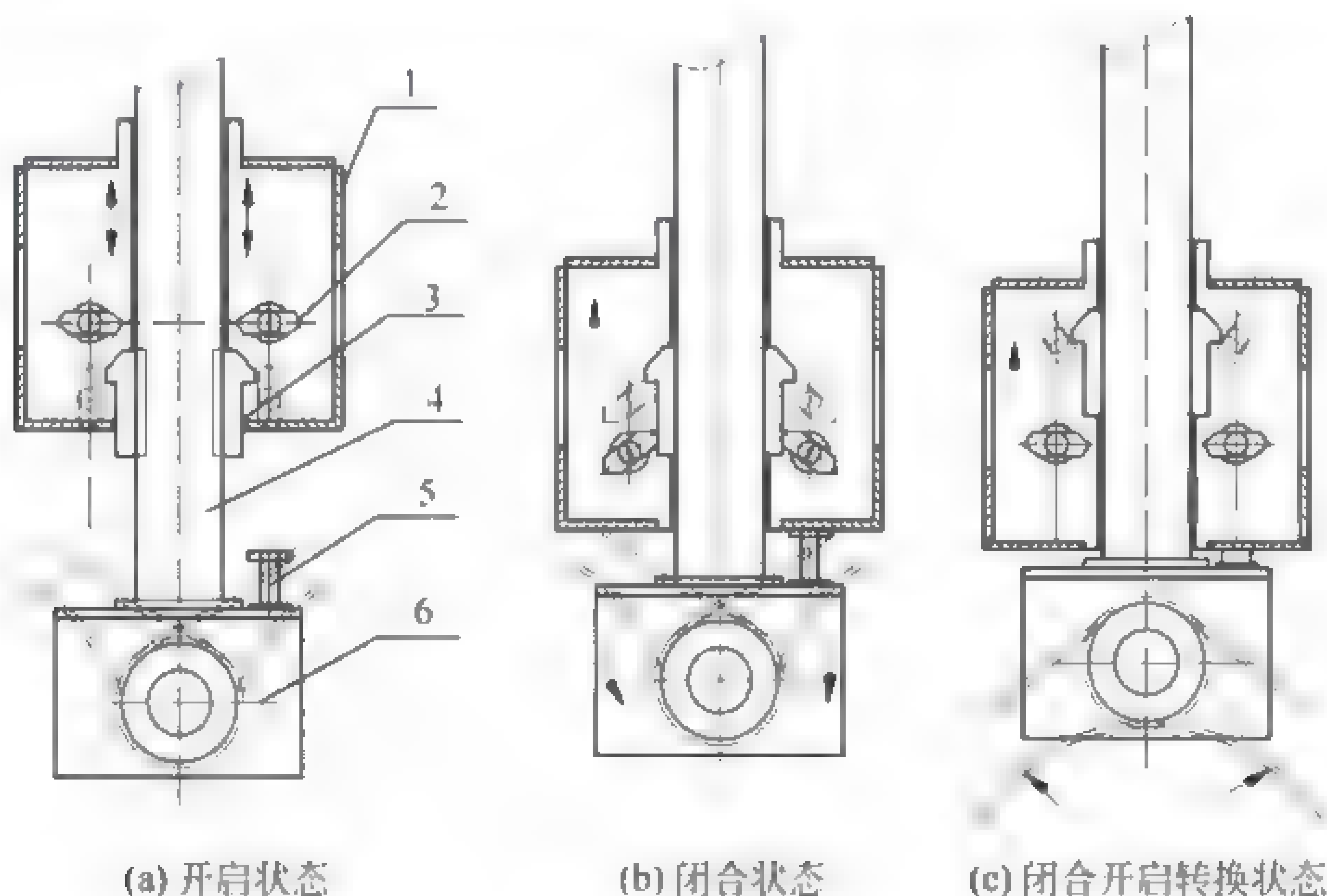


图 8-29 翻板式开闭机构

1—中梁；2—翻板；3—固定扣；4—导杆；5—定位器；6—下承梁

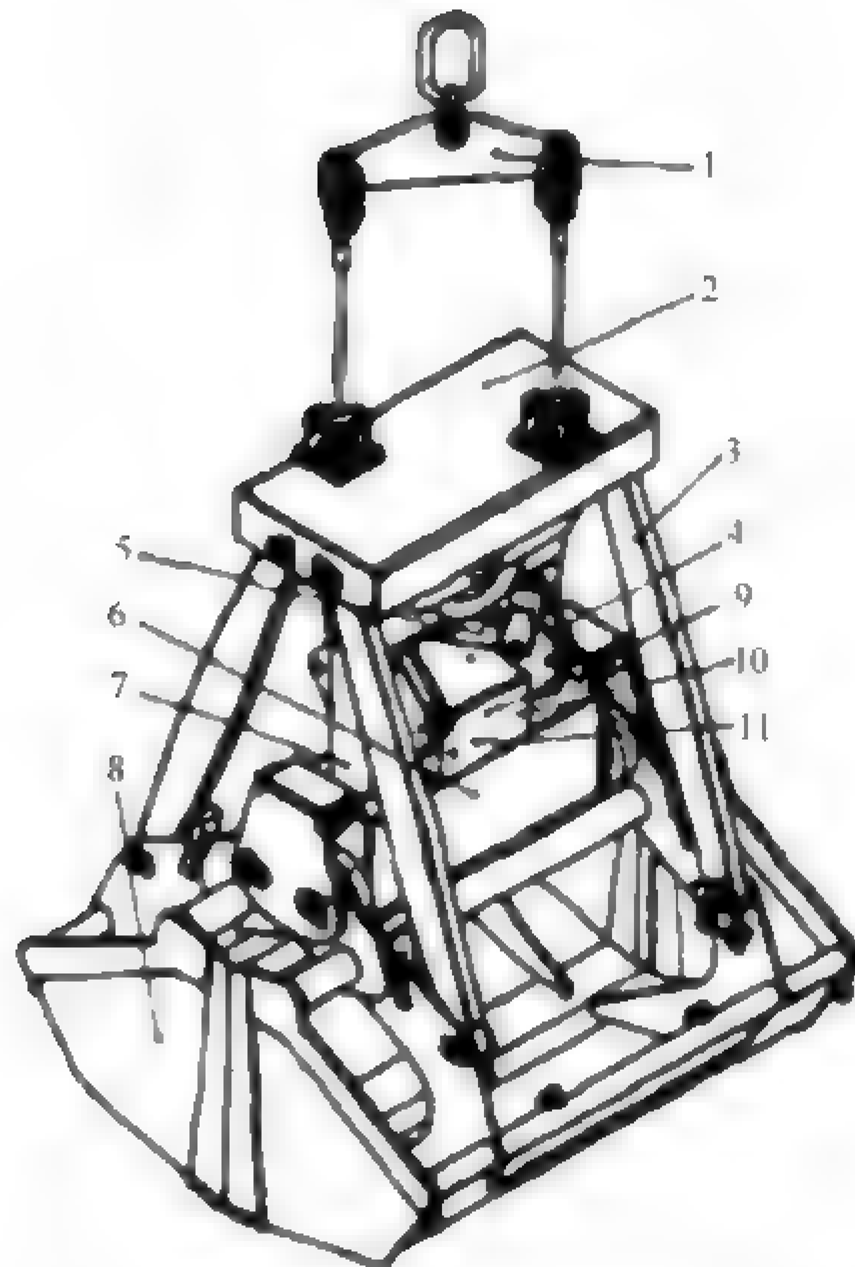


图 8-30　无线遥控开斗式的单绳抓斗结构

1—吊挂装置；2—上承梁；3—撑杆；4—移动承梁；5—平衡架；6—下承梁；7—锁紧液压缸；8—斗体；9—电器总成；10—液压总成；11—无线电遥控控制器

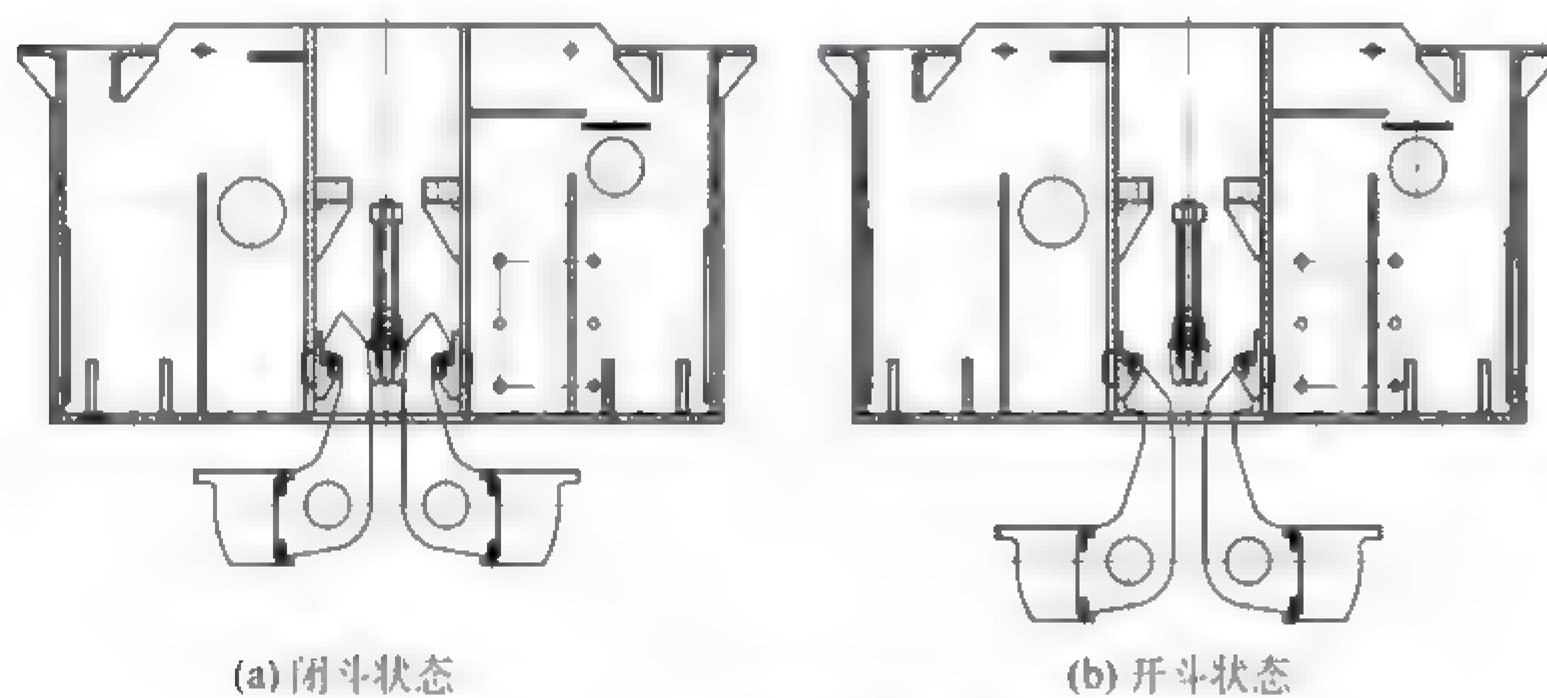


图 8-31　机械挂钩式开闭机构

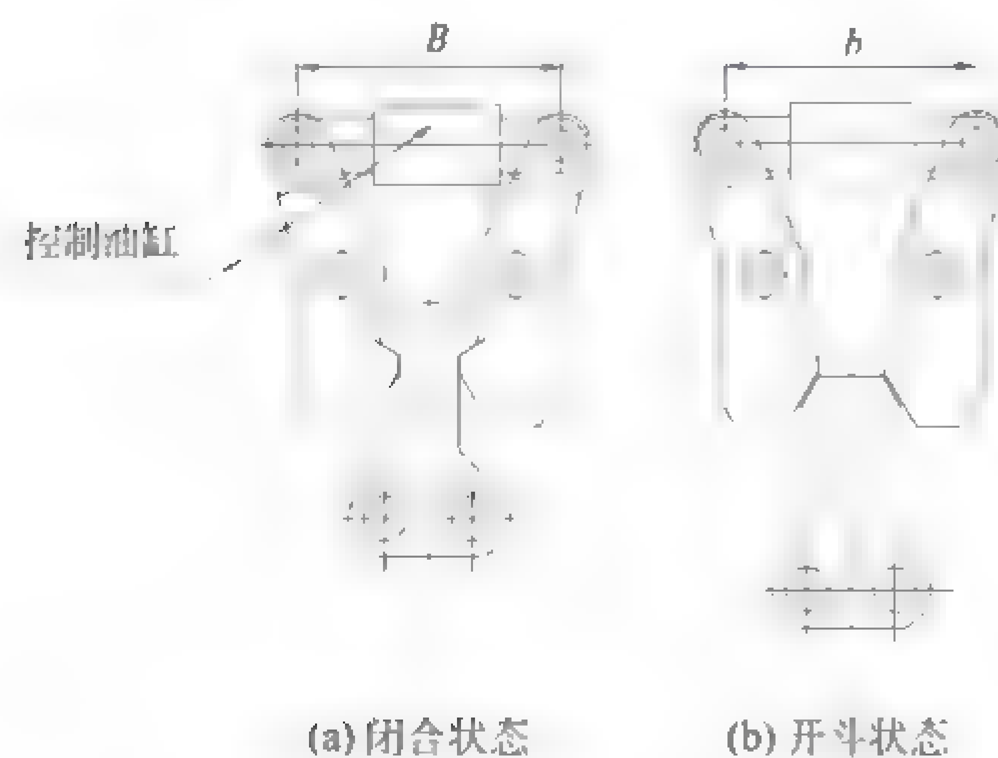


图 8-32　无动力液压自锁式开闭结构

但无线遥控抓斗满载在空中开斗时，下承梁带动斗体突然开启，会产生很大的冲击力。在斗体与上承梁之间安装缓冲装置可以克服这一缺陷。无线遥控抓斗应用前景十分乐观。

8.3.10 其他散货抓斗

1. 半剪式散货抓斗

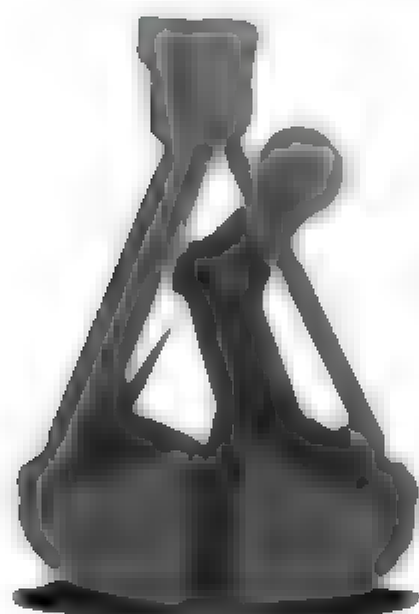


图 8-33 半剪式散货抓斗

半剪式散货抓斗（见图 8-33）集长撑杆抓斗和剪式抓斗两者之长组合而成，在抓取特性上优势互补，从而使得抓斗具有很好的抓取能力，一般抓取比可达 1∶1.8～1∶1.6。

2. 防漏抓斗

在散装物料的抓取过程中，有些物料的流动性比较好，内部的黏附力和摩擦力很小，极易从斗体的缝隙中滑漏，如化肥、氧化铝等。抓斗渗漏物料的主要部位在斗体的水平刃口和垂直刃口，因此需要设计专门的防漏抓斗。防漏抓斗（见图 8-34）是利用散装物料“安息角”的原理，做成非常对称大小斗体式的结构，使斗体水平刃口处相互重叠，垂直刃口处用交错迷宫达到防漏的目的（见图 8-35）。

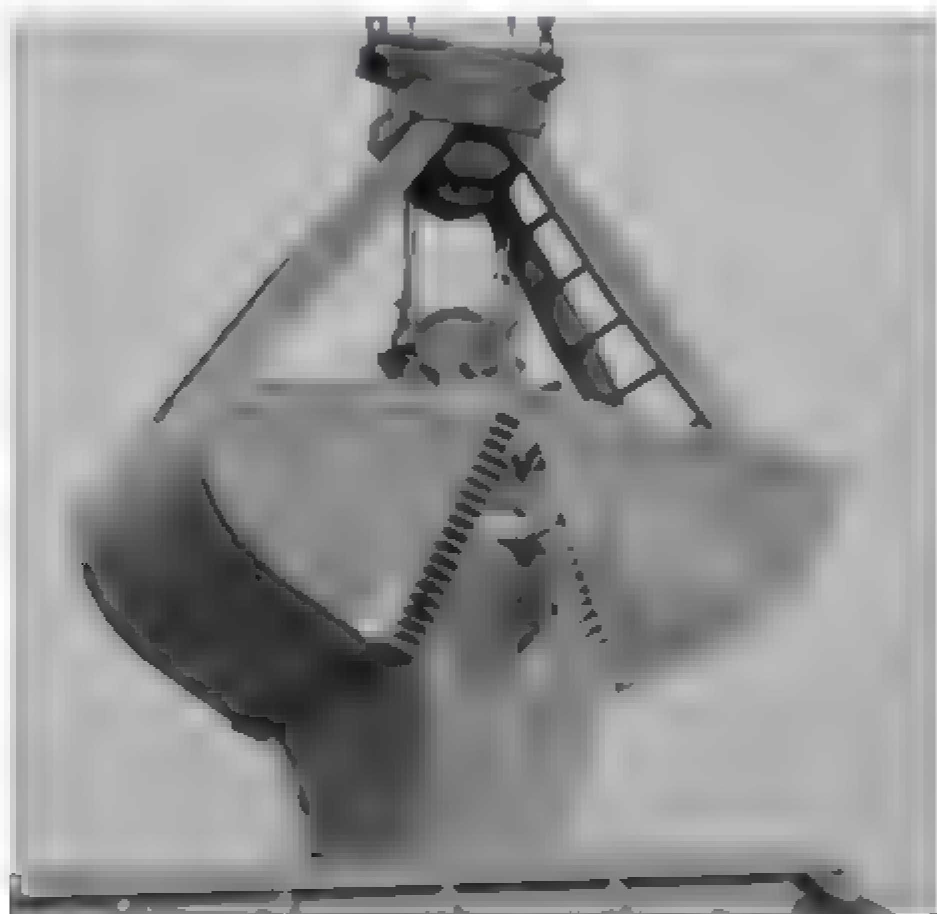


图 8-34 防漏抓斗

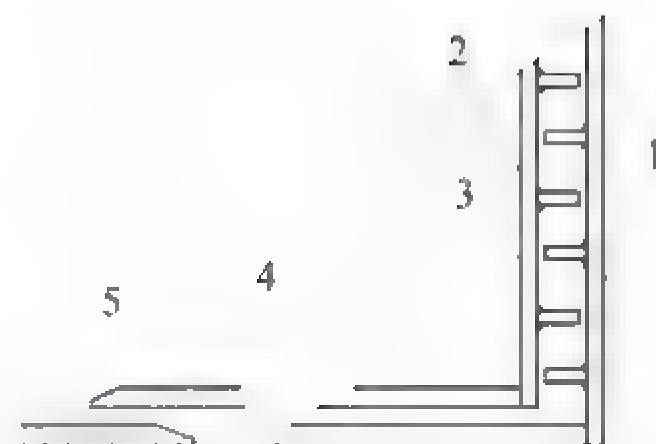


图 8-35 防漏抓斗刃口板局部示意图
1—外斗体；2—内斗体；3—防漏齿；
4—内水平刃口板；5—外水平刃口板

3. 水下抓斗

水下抓斗（见图 8-36）是长撑杆抓斗的一种，主要用于航道、水下基坑的挖泥作业、水下清污、打捞水中的沉船等。水下抓斗作业时既有水的浮力的影响，又要克服和减少污泥对抓斗的吸力，因此在自重分配、斗体、斗齿形状上都有较大变化。水下抓斗自重分配见比例表 8-23。



图 8-36 水下抓斗

表 8-23 水下抓斗自重分配比例

	斗体	斗头	下承梁	撑杆
传统斗	0.45	0.21	0.18	0.16
水下斗	0.36	0.20	0.21	0.15

水中打捞沉船的抓斗，其斗容、填充率不是水下抓斗关注的重点，闭合力、强度、刚度以及起重量才是水下抓斗设计的重中之重。斗齿是水下抓斗的易损件，更换斗齿应方便快

捷。由于斗齿受力远大于常规抓斗斗齿，因此常规的螺栓连接式和内套扁销连接式安装形式不太适用于水下抓斗。水下抓斗的斗齿一般采用斗齿座间接固定，斗齿后部采用挡块和销子连接。

8.3.11 典型抓斗的技术参数

1. 双颚板长撑杆抓斗(见表 8-24)

表 8-24 国内绳索式长撑杆双颚板抓斗的参数推荐系列

散货密度 γ_m /(t/m³)		0.63													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m³		2.9	3.6	4.5	5.7	7.2	9.0	11.2	14.4	17.9	22.4	28.7	35.9	44.9	56.5
抓斗自重(倍率 3)/t		1.4	1.7	2.2	2.7	3.5	4.3	5.4	7.0	8.7	10.9	13.9	17.4	21.7	27.4
抓斗尺寸参数/mm	A	2907	3145	3506	3780	4272	3997	4304	4846	5173	5569	6036	7152	8005	8948
	D	2672	2893	3234	3486	3953	3654	3934	4444	4741	5103	5530	6608	7418	8314
	$2l$	1827	1968	2120	2290	2480	2671	2877	3124	3365	3625	3936	4240	4567	4933
	L_{max}	2715	2924	3150	3402	3684	3969	4275	4642	5000	5386	5848	6300	6787	7330
	B	2175	2342	2523	2725	2951	3179	3425	3718	4006	4315	4685	5047	5436	5872
	a	1175	1266	1364	1473	1595	1718	1851	2010	2165	2332	2532	2728	2939	3174
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1642	1769	1906	2058	2229	2401	2587	2809	3025	3259	3539	3812	4106	4435
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120

续表

散货密度 γ_m/(t/m³)		0.80													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m³		2.3	2.8	3.6	4.5	5.7	7.1	8.9	11.4	14.3	17.9	22.9	28.7	35.8	45.2
抓斗自重(倍率3)/t		1.4	1.7	2.2	2.7	3.4	4.3	5.4	6.9	8.6	10.7	13.7	17.1	21.3	26.9
抓斗尺寸参数/mm	A	2906	3144	3506	3780	4272	3998	4305	4848	5176	5573	6040	7158	8012	8957
	D	2578	2791	3125	3369	3827	3518	3788	4287	4571	4921	5333	6396	7191	8069
	$2l$	1855	1998	2153	2326	2519	2715	2925	3176	3422	3687	4005	4315	4649	5022
	L_{max}	2531	2727	2938	3174	3438	3704	3991	4334	4670	5032	5464	5888	6344	6853
	B	1868	2012	2168	2343	2537	2734	2945	3199	3447	3713	4033	4345	4682	5058
	a	1010	1088	1172	1266	1371	1478	1592	1729	1863	2007	2180	2349	2531	2734
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1667	1797	1936	2091	2265	2440	2629	2856	3077	3315	3600	3879	4179	4515
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度 γ_m/(t/m³)		1.00													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m³		1.8	2.3	2.9	3.6	4.6	5.7	7.2	9.2	11.5	14.4	18.4	23.1	28.8	36.4
抓斗自重(倍率3)/t		1.4	1.7	2.1	2.7	3.4	4.3	5.3	6.8	8.5	10.6	13.6	16.9	21.2	26.6
抓斗尺寸参数/mm	A	2793	3022	3374	3638	4118	3832	4126	4654	4967	5347	5796	6895	7728	8649
	D	2488	2694	3020	3255	3704	3386	3645	4131	4404	4741	5137	6185	6964	7824
	$2l$	1725	1859	2003	2164	2344	2525	2721	2955	3184	3430	3725	4014	4325	4672
	L_{max}	2355	2537	2733	2953	3198	3446	3713	4032	4344	4681	5083	5477	5901	6375
	B	1738	1872	2017	2179	2360	2543	2740	2976	3206	3455	3752	4042	4355	4705
	a	939	1012	1090	1178	1276	1375	1481	1609	1733	1867	2028	2185	2354	2543
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1551	1671	1801	1945	2107	2270	2446	2656	2862	3084	3349	3608	3888	4200
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度 γ_m/(t/m³)		1.25													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0

续表

抓斗容积/m^3		1.5	1.8	2.3	2.9	3.7	4.6	5.8	7.4	9.3	11.6	14.8	18.6	23.2	29.3
抓斗自重(倍率3)/t		1.4	1.7	2.1	2.7	3.4	4.2	5.3	6.7	8.4	10.5	13.4	16.8	21.0	26.4
抓斗尺寸参数/mm	A	2805	3036	3389	3653	4135	3850	4146	4675	4990	5372	5823	6924	7760	8683
	D	2498	2705	3032	3268	3717	3400	3661	4149	4423	4761	5159	6208	6989	7851
	$2l$	1740	1875	2020	2182	2363	2546	2744	2979	3210	3459	3756	4047	4360	4711
	L_{max}	2374	2558	2756	2977	3225	3475	3744	4066	4380	4720	5125	5522	5950	6428
	B	1525	1644	1771	1913	2072	2233	2405	2612	2815	3032	3293	3548	3823	4130
	a	825	888	957	1034	1120	1207	1300	1412	1521	1639	1780	1918	2066	2232
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1564	1685	1816	1962	2125	2289	2466	2679	2886	3109	3377	3638	3920	4235
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度γ_m/(t/m^3)		1.60													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m^3		1.2	1.5	1.8	2.3	2.9	3.7	4.6	5.9	7.3	9.2	11.7	14.7	18.4	23.1
抓斗自重(倍率3)/t		1.3	1.7	2.1	2.6	3.3	4.1	5.2	6.6	8.3	10.3	13.2	16.5	20.6	26.0
抓斗尺寸参数/mm	A	2763	2991	3340	3601	4078	3789	4080	4604	4913	5289	5732	6826	7655	8570
	D	2464	2669	2993	3226	3672	3352	3608	4091	4361	4695	5087	6131	6905	7760
	$2l$	1692	1823	1965	2122	2299	2477	2668	2898	3122	3364	3653	3936	4241	4581
	L_{max}	2309	2488	2681	2896	3137	3380	3641	3954	4260	4590	4985	5371	5787	6251
	B	1411	1520	1638	1769	1916	2064	2224	2416	2603	2804	3045	3281	3535	3819
	a	763	822	885	956	1036	1116	1202	1306	1407	1516	1646	1773	1911	2064
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1521	1639	1766	1908	2067	2227	2399	2605	2807	3024	3284	3539	3813	4119
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度γ_m/(t/m^3)		2.00													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m^3		0.9	1.2	1.5	1.9	2.4	2.9	3.7	4.7	5.9	7.4	9.4	11.8	14.8	18.6
抓斗自重(倍率3)/t		1.3	1.7	2.1	2.6	3.3	4.1	5.1	6.6	8.2	10.3	13.1	16.4	20.5	25.8

续表

抓斗尺寸参数/mm	A	2695	2971	3261	3515	3985	3689	3972	4486	4787	5153	5585	6667	7483	8384
	D	2410	2610	2930	3158	3598	3272	3522	3998	4260	4586	4969	6004	6768	7612
	$2l$	1614	1739	1874	2024	2193	2362	2545	2764	2978	3209	3485	3754	4045	4370
	L_{max}	2203	2373	2557	2762	2992	3224	3473	3772	4064	4378	4755	5123	5520	5963
	B	1312	1414	1523	1645	1728	1920	2069	2247	2421	2608	2832	3052	3288	3552
	a	709	764	823	889	963	1038	1118	1214	1308	1410	1531	1649	1777	1920
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1451	1564	1685	1820	1971	2124	2288	2485	2677	2885	3133	3375	3637	3928
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度 γ_m/(t/m³)		2.50													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m³		0.8	0.9	1.2	1.5	1.9	2.4	3.0	3.8	4.7	5.9	7.6	9.5	11.9	15.0
抓斗自重(倍率3)/t		1.3	1.6	2.0	2.6	3.3	4.1	5.1	6.5	8.1	10.2	13.0	16.2	20.3	25.5
抓斗尺寸参数/mm	A	2672	2893	3234	3487	3954	3655	3936	4447	4744	5107	5535	6614	7425	8323
	D	2391	2590	2908	3135	3573	3245	3493	3966	4226	4549	4929	5961	6722	7563
	$2l$	1588	1711	1844	1992	2157	2324	2504	2719	2930	3157	3428	3693	3979	4300
	L_{max}	2167	2335	2516	2718	2943	3171	3417	3711	3998	4307	4678	5040	5430	5867
	B	1148	1236	1332	1439	1559	1679	1809	1965	2117	2281	2477	2669	2875	3107
	a	620	668	720	778	842	908	978	1062	1144	1233	1339	1443	1554	1679
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1428	1538	1657	1790	1939	2089	2251	2445	2634	2838	3082	3320	3577	3865
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120
散货密度 γ_m/(t/m³)		3.20													
起重机起重量/t		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积/m³		0.6	0.7	0.9	1.2	1.5	1.9	2.3	3.0	3.7	4.7	6.0	7.5	9.3	11.8
抓斗自重(倍率3)/t		1.3	1.6	2.0	2.6	3.2	4.0	5.1	6.5	8.1	10.1	12.9	16.1	20.1	25.3

续表

抓斗尺寸参数/mm	A	2638	2856	3195	3444	3908	3606	3883	4389	4682	5040	5462	6535	7341	8231
	D	2364	2561	2877	3101	3536	3205	3451	3920	4177	4496	4871	5898	6654	7489
	$2l$	1550	1670	1799	1943	2105	2268	2443	2653	2859	3080	3345	3604	3883	4194
	L_{max}	2115	2278	2455	2652	2872	3094	3334	3620	3901	4203	4564	4917	5298	5723
	B	997	1074	1157	1250	1354	1459	1571	1707	1839	1981	2151	2318	2497	2698
	a	539	580	625	676	732	788	849	922	994	1071	1163	1253	1350	1458
	b	300	320	340	380	440	500	540	600	750	800	850	940	1000	1080
	c	1393	1501	1617	1747	1892	2039	2196	2385	2570	2769	3007	3240	3490	3771
	d	396	432	504	540	639	504	540	639	675	729	792	1008	1089	1179
	e	590	640	740	800	950	740	800	950	1000	1070	1150	1620	2040	2500
钢丝绳直径/mm		18	19	22	24	28	22	24	28	30	32	35	43	46	52
滑轮直径/mm		440	480	560	600	710	560	600	710	750	810	880	1120	1210	1310
钢丝绳托辊直径/mm		60	60	60	60	80	80	80	80	100	100	100	100	120	120

注：(1) 起重机起重量 8.0t 以下的抓斗为双索抓斗，10t 以上的抓斗为四索抓斗；
(2) 起重机起重量 25t 以上的抓斗参数为参考值；
(3) 钢丝绳托辊为井字辊，8.0t 以上抓斗托辊轴承必须为滚动轴承。

2. 剪式抓斗(见表 8-25)

表 8-25　剪式抓斗参数系列

散货密度(容量)		≤0.63t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角 45°)/m³		13.7	17.2	21.4	27.5	34.0	43.5	55.0
抓斗容积(水平容积)/m³		5.4	6.8	8.4	10.8	13.4	17.1	21.6
抓斗自重/t		7.4	9.2	11.5	14.7	18.4	22.7	28.3
结构尺寸/mm	A	4655	5215	5865	6610	7450	8380	9310
	B	4805	5635	6015	6760	7600	8530	9460
	C	3015	3255	3500	3805	4085	4435	4795

续表

结构尺寸/mm	D	5210	5805	6500	7295	8190	9180	10175
	E	3650	3940	4235	4605	4945	5365	5800
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围 mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	a	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤0.8t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角 40°)/m³		11.5	14.5	18.0	22.5	28.0	36.0	45.0
抓斗容积(水平容积)/m³		5.0	6.3	7.8	9.8	12.2	15.7	19.6
抓斗自重/t		6.8	8.4	10.6	13.8	17.6	21.2	26.4
结构尺寸/mm	A	4600	5150	5795	6530	7360	8280	9200
	B	4750	5300	5945	6680	7510	8430	9350
	C	3125	3375	3630	3910	4205	4570	4925
	D	5110	5690	6370	7150	8025	8995	9965
	E	3165	3415	3670	3955	4255	4625	4985
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	a	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤1.0t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角 40°)/m³		9.5	12.0	15.0	18.8	23.6	30.0	37.8
抓斗容积(水平容积)/m³		4.1	5.2	6.5	8.2	10.3	13.1	16.5
抓斗自重/t		6.6	8.2	10.2	13.2	16.4	20.0	24.9
结构尺寸/mm	A	4545	5090	5725	6455	7270	8180	9090
	B	4695	5240	5875	6605	7420	8330	9240
	C	2965	3205	3450	3720	4015	4350	4695
	D	5005	5575	6240	7000	7855	8810	9760
	E	2905	3140	3380	3645	3930	4260	4600
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围 mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	a	依起重机情况而定						
	b							

续表

散货密度(容量)		≤1.25t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角35°)/m³		7.7	9.5	12.0	15.0	19.5	24.5	31.0
抓斗容积(水平容积)/m³		3.7	4.6	5.8	7.2	9.4	11.8	14.9
抓斗自重/t		6.4	8.0	10.0	12.8	15.8	19.5	24.3
结构尺寸/mm	*A*	4490	5030	5655	6375	7185	8080	8980
	B	4640	5180	5805	6525	7335	8230	9130
	C	2965	3180	3435	3700	4040	4360	4715
	D	4900	5460	6110	6855	7690	8620	9550
	E	2595	2785	3010	3240	3535	3815	4130
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤1.6t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角30°)/m³		6.2	7.6	9.5	12.2	15.3	19.3	24.6
抓斗容积(水平容积)/m³		3.3	4.0	5.2	6.5	8.0	10.2	13.0
抓斗自重/t		6.3	7.8	9.8	12.5	15.4	19.0	23.6
结构尺寸/mm	*A*	4435	4965	5590	6295	7095	7985	8870
	B	4585	5115	5740	6445	7245	8135	9020
	C	2860	3065	3330	3585	3870	4180	4530
	D	4800	5345	5980	6710	7525	8435	9345
	E	2465	2640	2865	3090	3330	3600	3905
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤2.0t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角27°)/m³		5.0	6.2	7.8	10.0	12.5	16.0	20.0
抓斗容积(水平容积)/m³		2.8	3.4	4.3	5.5	6.9	8.9	11.0
抓斗自重/t		6.1	7.6	9.4	12.2	14.9	18.2	22.6
结构尺寸/mm	*A*	4380	4905	5520	6220	7010	7885	8760
	B	4530	5055	5670	6370	7160	8035	8910
	C	2755	2960	3200	3475	3740	4065	4376
	D	4695	5230	5850	6560	7360	8250	9140
	E	2245	2415	2605	2830	3050	3310	3565

续表

闭合绳行程 mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤2.5t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角 25°)/m³		4.0	5.0	6.3	8.0	10.2	13.0	16.5
抓斗容积(水平容积)/m³		2.3	2.9	3.7	4.7	5.9	7.6	9.6
抓斗自重/t		6.0	7.5	9.4	12.0	14.5	17.6	21.8
结构尺寸/mm	*A*	4325	4845	5450	6140	6920	7785	8650
	B	4475	4995	5600	6290	7070	7935	8800
	C	2675	2885	3115	3375	3660	3965	4295
	D	4590	5110	5720	6415	7195	8065	8930
	E	2000	2155	2325	2520	2730	2960	3205
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤2.7t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0
抓斗容积(散货自然坡角 25°)/m³		3.75	4.65	5.85	7.50	9.50	12.2	15.5
抓斗容积(水平容积)/m³		2.2	2.7	3.4	4.4	5.5	7.0	9.0
抓斗自重/t		5.9	7.5	9.3	11.9	14.3	17.3	21.4
结构尺寸/mm	*A*	4290	4810	5405	6095	6865	7725	8585
	B	4440	4955	5555	6245	7015	7875	8735
	C	2620	2815	3040	3300	3570	3885	4205
	D	4530	5040	5640	6325	7095	7950	8810
	E	1955	2100	2270	2465	2665	2900	3140
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							
散货密度(容量)		≤3.2t/m³						
抓斗起重机重量/t		16.0	20.0	25.0	32.0	40.0	50.0	63.0

续表

抓斗容积(散货自然坡角25°)/m^3		3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10.2	13.0
抓斗容积(水平容积)/m^3		1.9	2.3	2.9	3.7	4.6	5.9	7.6
抓斗自重/t		5.8	7.3	9.1	11.8	14.1	17.0	21.0
结构尺寸/mm	*A*	4270	4780	5380	6065	6830	7685	8540
	B	4420	4930	5530	6215	6980	7835	8690
	C	2460	2650	2855	3085	3340	3620	3925
	D	4490	4995	5590	6265	7030	7880	8725
	E	1895	2040	2195	2375	2570	2785	3020
闭合绳行程/mm		4870	5460	6140	6920	7800	8780	9750
闭合绳额定直径/mm		26	28	32	36	40	44	48
闭合绳允许直径范围/mm		26～28	28～32	32～36	36～40	40～44	44～48	48～52
闭合绳长度/m		11.1	12.4	14.0	15.8	17.8	20.0	22.2
滑轮直径/mm		500	560	630	710	800	900	1000
横梁尺寸/mm	*a*	依起重机情况而定						
	b							

8.4 集装箱吊具

集装箱吊具是装卸集装箱的专用工具，通常与岸边集装箱起重机、轮胎式集装箱门式起重机、轨道式集装箱门式起重机、集装箱跨式运输车和门座起重机等装卸设备配合使用。它具有与集装箱箱体相适应的结构，通过转销与箱体的角配件连接进行快速起吊作业。

8.4.1 集装箱吊具的分类

集装箱吊具的分类比较复杂，主要按照以下几种方式进行分类。

1. 按集装箱标准划分

集装箱吊具按照集装箱标准划分，可分为以下三种：

(1) 国际标准集装箱吊具：用以起吊按照ISO标准制造的集装箱。

(2) 铁路标准集装箱吊具：用以起吊按照本国铁路标准制造的集装箱。

(3) 非标集装箱吊具：用以起吊按照特殊标准制造的集装箱。

2. 按动力源划分

集装箱吊具按有无动力源可以分为机械自动集装箱吊具和有动力集装箱吊具。

1) 机械自动集装箱吊具

机械自动集装箱吊具的所有动作均由机械动作实现，不依靠电动液压等动力源。

2) 有动力集装箱吊具

有动力集装箱吊具上的动作需要通过电气液压等外部动力来实现。按其动力类型，又可分为电动集装箱吊具和液压集装箱吊具。

电动集装箱吊具上的伸缩、转销开闭等动作均由电动动力源驱动。液压集装箱吊具上的伸缩、转销开闭等动作均由液压动力提供，该吊具上一般装有集成的液压动力站。

3. 按结构特点划分

集装箱吊具按其结构特点，主要分为固定式吊具和伸缩式吊具两种。

1) 固定式吊具

固定式吊具也称整体式吊具，是针对特定规格尺寸的集装箱设计的专用吊具。该种吊具的转销间距是一个固定值，无法更改，仅适用于一种规格的集装箱。

改变其动力源形式，固定式吊具又分为机械自动固定吊具和电动/液压固定吊具。图8-37所示为典型的机械自动固定吊具，主要由吊索、导板装置、转销机构以及连杆机构组成。该吊具没有任何电气液压动力源，其转销开闭锁动作依靠钢丝绳的起升下降控制二进式机构来实现。图8-38所示为液压固定吊具。

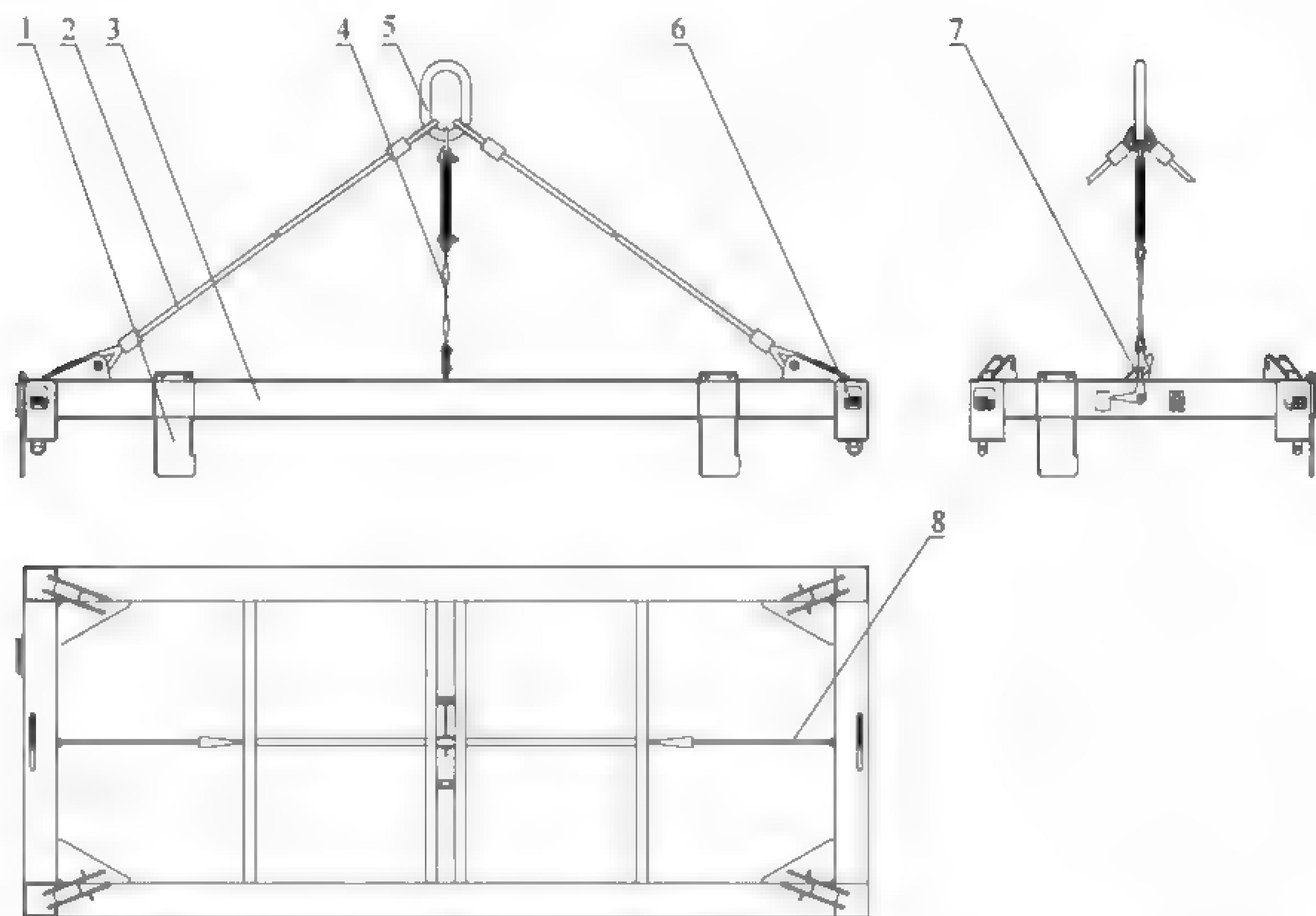


图 8-37 机械自动固定吊具

1—导板装置；2—吊索Ⅰ；3—主结构；4—吊索Ⅱ；5—吊环；6—转销机构；7,8—连杆机构

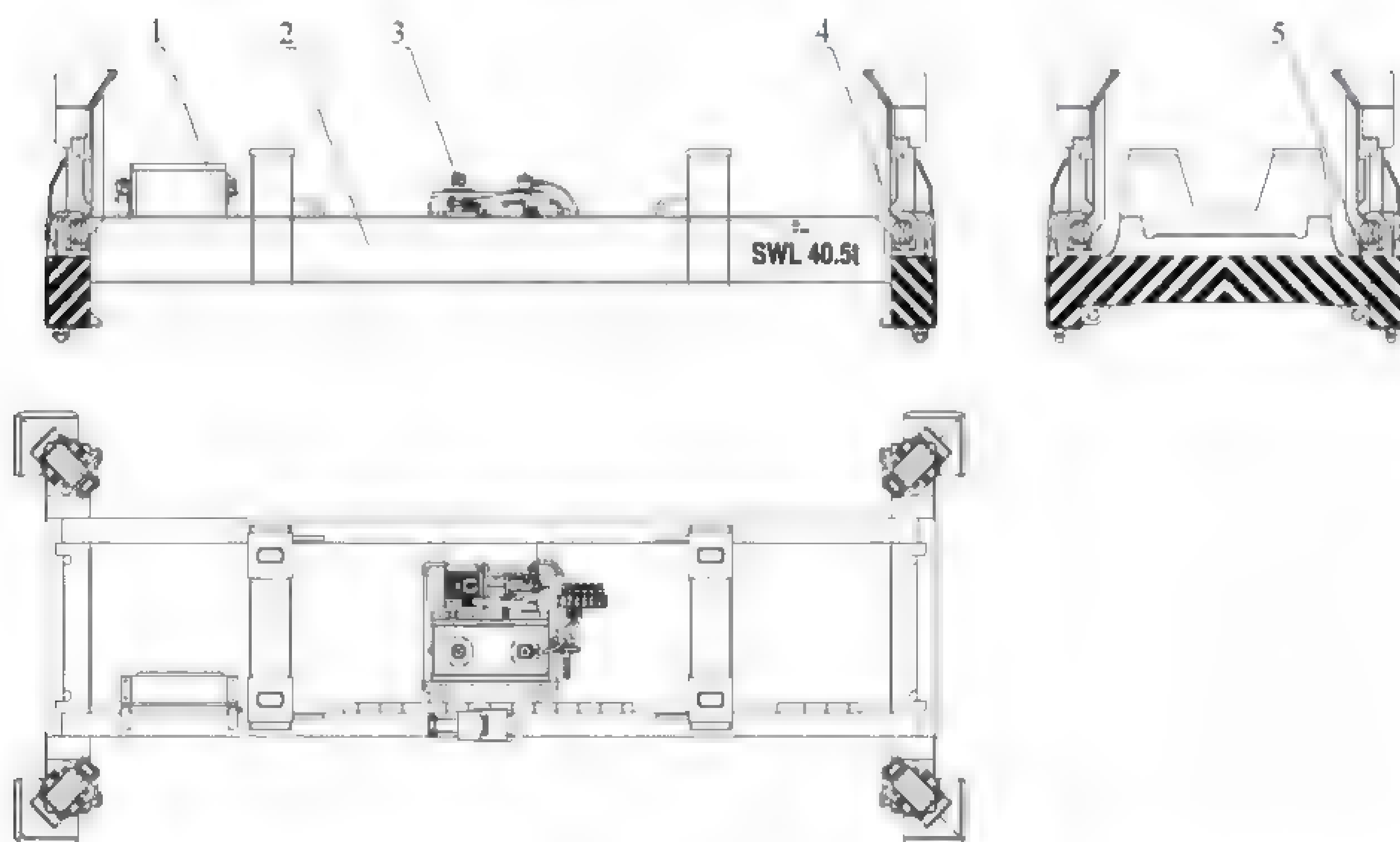


图 8-38 液压固定吊具

1—电气系统；2—主结构；3—液压系统；4—活动导板装置；5—转销机构

2）伸缩式吊具

伸缩式吊具是指吊具长度方向或宽度方向上的转销间距可以改变的吊具，目前市场上主要以长度方向伸缩的吊具为主。

该吊具通过动力装置驱动伸缩链条或液压缸，使吊具的伸缩梁伸缩，从而改变吊具长度方向或宽度方向转销的间距，以达到装卸不同规格的集装箱的目的。伸缩式吊具虽然重量较大，但长度调节方便、操作灵活、通用性强、生产效率高，广泛应用于国际、国内集装箱装卸作业。

图 8-39 所示为长度方向的伸缩式集装箱吊具，其最大伸缩位置为 45ft。

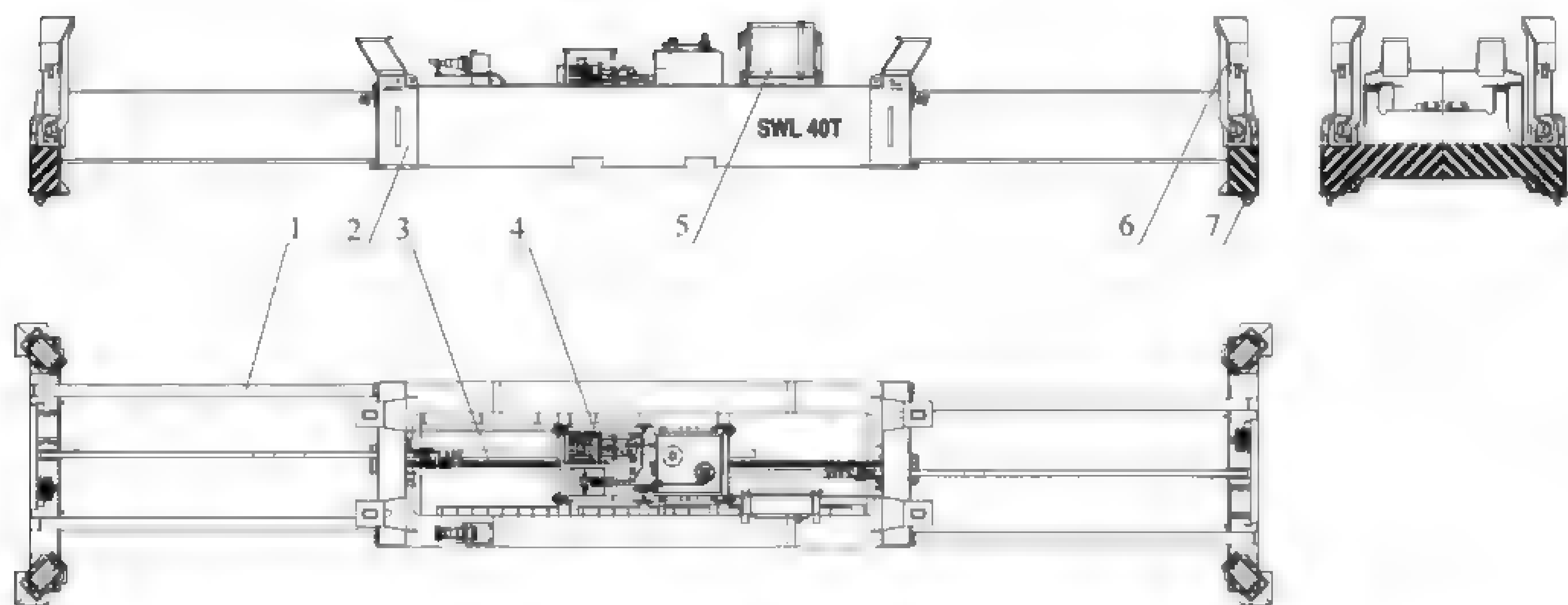


图 8-39　伸缩式集装箱吊具

1　伸缩梁结构；2　底梁主结构；3　伸缩驱动机构；4　液压系统；5　电气系统；6　活动导板装置；7　转销机构

4. 按功能划分

伸缩式吊具按其功能划分，又分为单箱吊具、固定双箱吊具、移动双箱吊具、旋转吊具。

8.4.2　吊具构造与工作原理

1. 单箱吊具

单箱吊具，即每次只能起吊一只集装箱的伸缩式吊具，其主要由钢结构、转销机构、伸缩机构、导板机构、液压系统、电气系统等组成。

1）钢结构

吊具的钢结构是吊具的承载构件，其主要由主梁结构和伸缩梁结构两部分构成。目前市场上主流的吊具主梁结构主要由两端开放的箱形梁结构组成，伸缩梁结构安装在主梁结构的箱形梁型腔内，二者之间通过伸缩驱动机构来实现相对运动，从而改变吊具的长度或宽度。

目前市场上的吊具钢结构主要分为两种结构形式：单梁结构和双梁结构。

（1）单梁结构自重较轻，结构简单，司机操作视野较好，如 Elme、Stinis 等吊具制造商均采用此种结构。图 8-40 所示为典型的单梁伸缩式结构吊具。

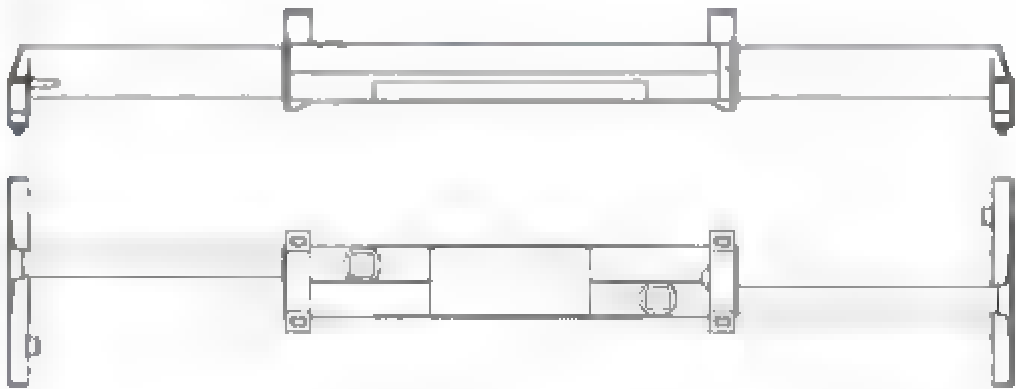


图 8-40　单梁伸缩式结构吊具

（2）双梁结构稳定性更高，受力方式更为合理，ZPMC、BROMMA 等吊具制造商均采用双梁结构。图 8-41 所示为典型的双梁伸缩式结构吊具。

两种结构的吊具都在市场上广泛使用，用户可以在不同的主机上有选择地使用或者混用。

2）转销机构

转销机构内置在端梁的两端，是实现吊具

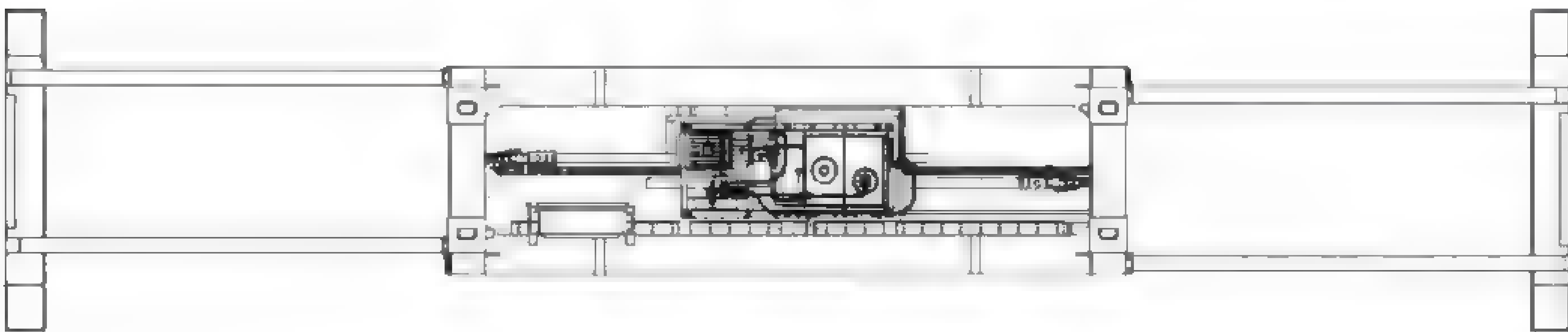


图 8-41　双梁伸缩式结构吊具

与被吊集装箱之间连接或脱开的执行机构。由于安装在端梁内，又称为端部转销机构。市场上绝大部分吊具的转销，采用悬挂支承方式安装，通过转销螺母或卡环支承在推力关节轴承上。该轴承由轴承钢制造，能承受较大的轴向冲击力，适用于集装箱吊具大负荷、高冲击、露天作业的恶劣工况。轴承座上一般开有润滑油槽，以保证支承面能得到良好的润滑，图8-42所示为典型的液压缸驱动形式的转销机构。

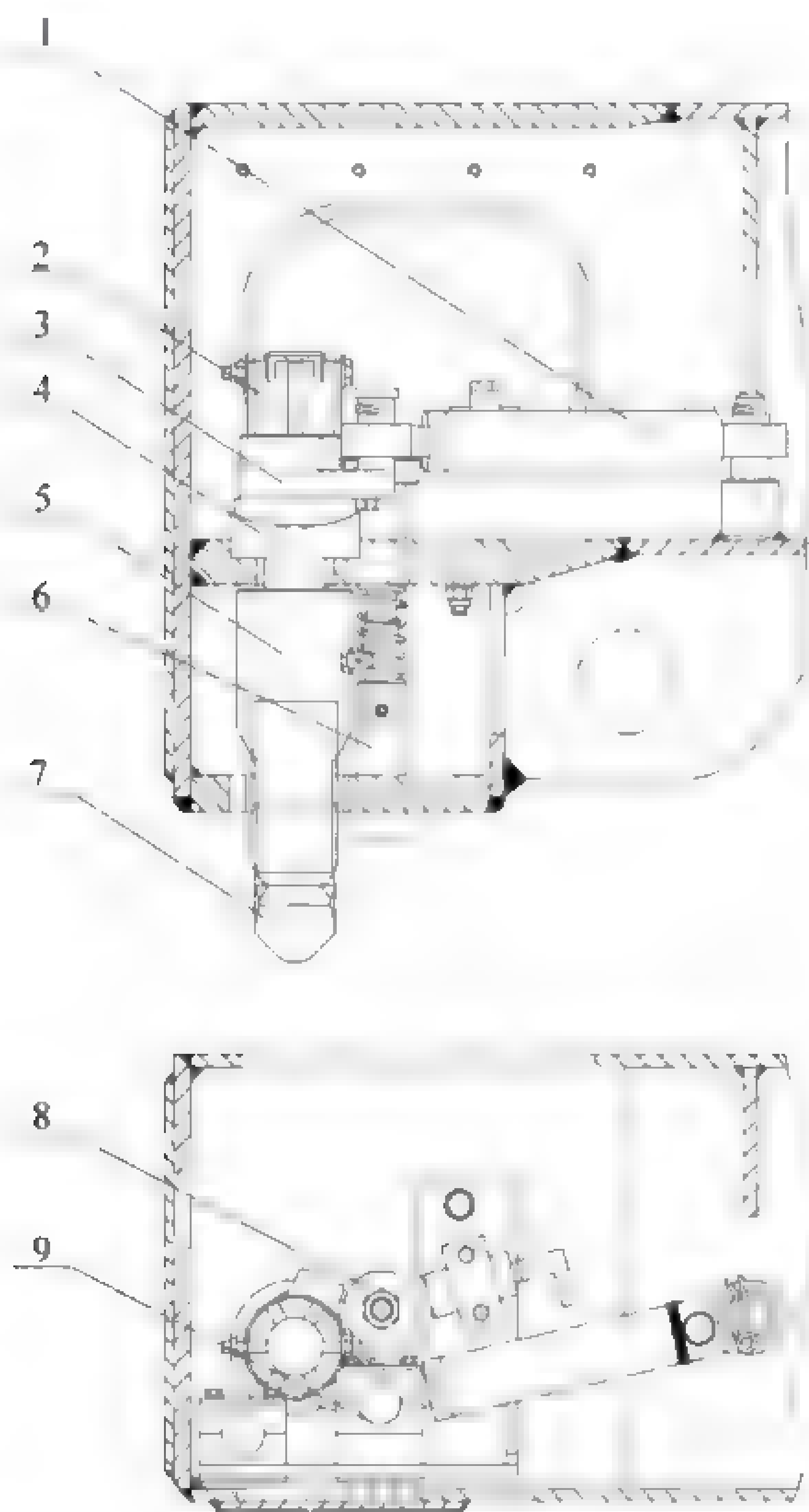


图8-42 转销机构

1—伸缩液压缸；2—螺母；3—转柄；4—关节轴承；5—转销衬套；6—顶销；7—转销；8—挡块；9—限位开关

推力关节轴承的上半部球形支承面作用在凹球面上，允许在较大范围内摆动，从而使吊具转销在空间实现了全方位的"浮动"。其摆动范围一般为±5mm，浮动范围为3mm，如图8-43所示。这样，吊具转销在吊集装箱时仅承受纯拉力，而且使转销更容易被插入集装箱上的角配件孔中。这种"浮动"转销也能装卸略有变形的集装箱。位于吊具四角的顶销被用来检测吊具是否完全着箱，对集装箱吊具安全起吊有重要保护作用。

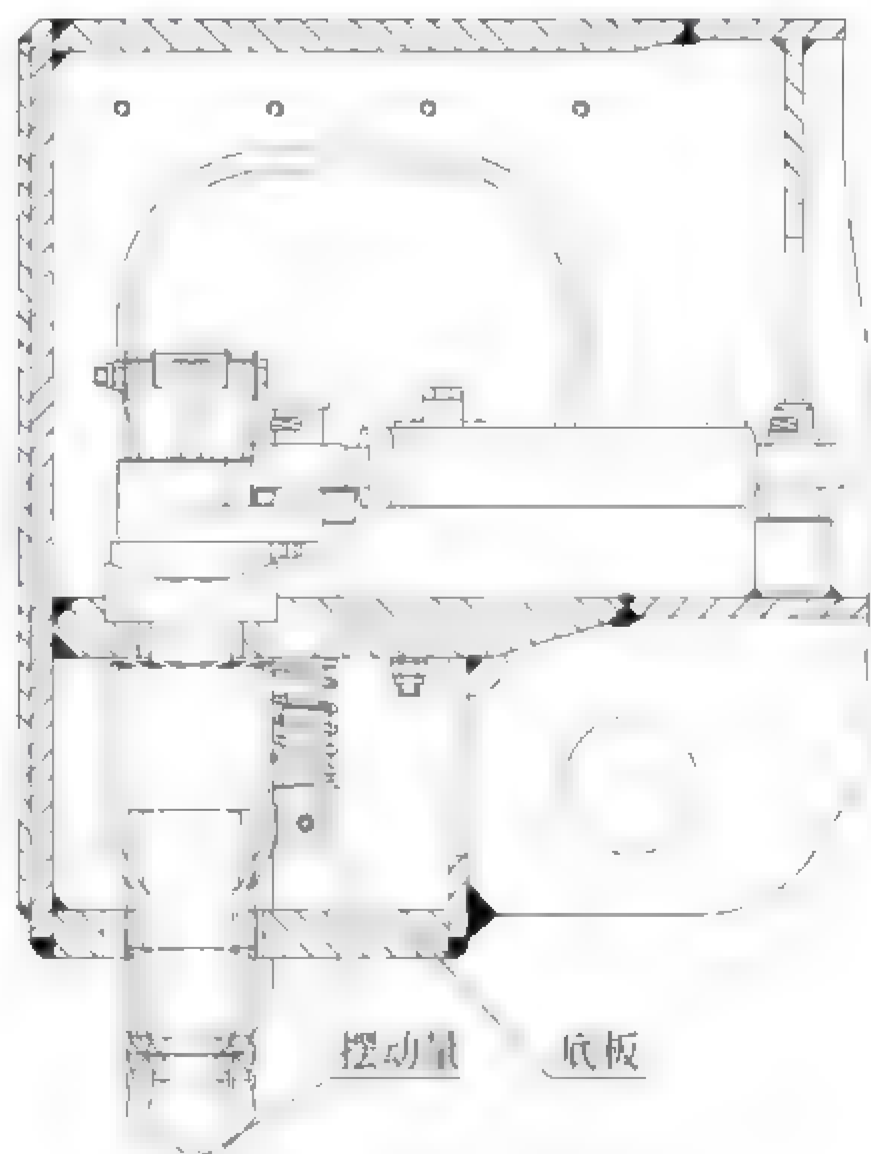


图8-43 转销摆动示意图

当吊具将集装箱吊至空中时，若电气系统出错或司机误操作，会导致空中开锁的情况发生。为了避免这种情况的发生，吊具转销机构内可以配备机械联锁装置，它可以保证吊具吊箱在空中时，转销不发生转动。

其原理如图8-42所示：在转销机构的转柄3上开有2个半圆形缺口。当吊具与集装箱脱离或吊着集装箱时，顶销上部的圆形挡块8正好卡在转柄的缺口处，阻止转柄的转动，防止吊具的转销在悬吊状态下的误转动。当吊具落在集装箱上时，顶销向上顶起，圆形挡块也跟着顶起，圆形挡块在高度方向上离开了转柄的半圆形缺口，转柄获得转动的自由度，从而实现开闭锁动作。

图8-42所示的转销机构内的顶销装置只能检测着箱状态，而无法检测吊箱状态。如果需要检测吊具的悬吊状态，可以通过多增加一个限位开关来实现，如图8-44所示。通过两个限位开关不同的排列组合就能判定出吊具当

前处于着箱还是吊箱状态，这种顶销限位装置又称为半顶销装置。

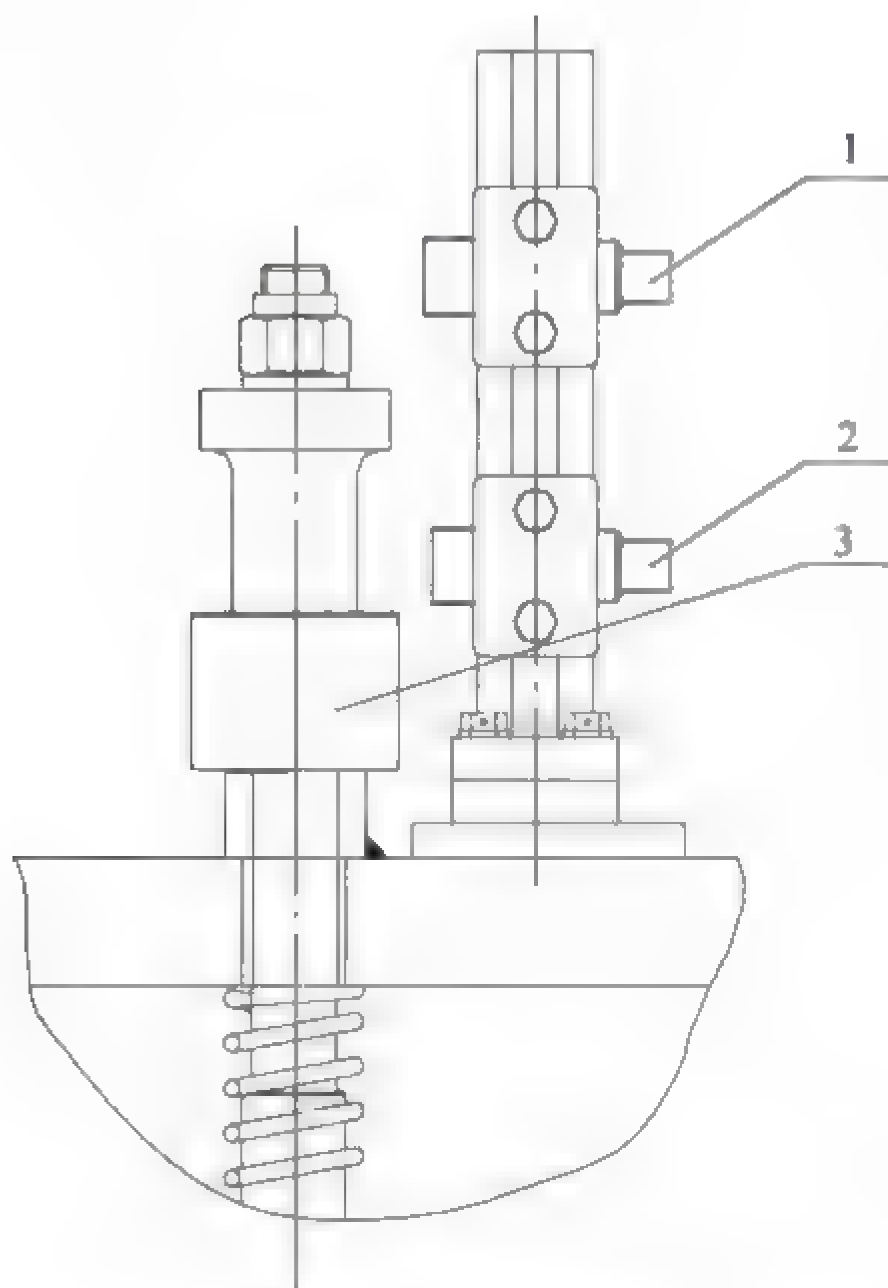


图 8-44 半顶销装置

1—限位开关Ⅰ；2—限位开关Ⅱ；3—顶销感应块

有些集装箱使用年限较长，变形较为厉害，当吊具着箱时可能会发生转销未插入角配件而顶销被顶上去发信号的情况，此时若起吊集装箱，将会造成摔箱事故。为了最大限度地避免此情况的发生，可以设置双顶销或者多顶销装置，依靠多限位的同时检测来提高吊具的可靠性。

3）伸缩驱动机构（见图 8-45）

吊具伸缩动作一般采用马达和减速箱驱动链轮链条传动实现，也可以采用液压缸或电动等其他驱动进行伸缩动作。当伸缩梁在伸缩运动过程中遇到限位开关时，即发出信号并切断伸（缩）电磁阀电源，使马达停止转动。吊具定位于设定的 20ft、40ft 或 45ft 位置，并在司机室的显示屏上显示吊具的伸（缩）长度。在伸缩链条的两边各有 1 套张紧和缓冲装置（见图 8-46）。该装置中装有专用弹簧，用来吸收来自伸（缩）方向的冲击能量。

在伸缩梁和主梁的滑动面之间装有特制的减磨垫块，以减小伸缩梁动作时的摩擦阻力。用于制作垫块的减磨材料具有较高的强度，能够承受伸缩梁传递到主梁的挤压和冲击载荷。

4）导板机构

导板机构是吊具作业的辅助工具，在对箱过程中能帮助司机快速将转销插入集装箱的角配件孔中，以提高装卸效率。导板按动力形式可分为活动导板和固定导板两大类。

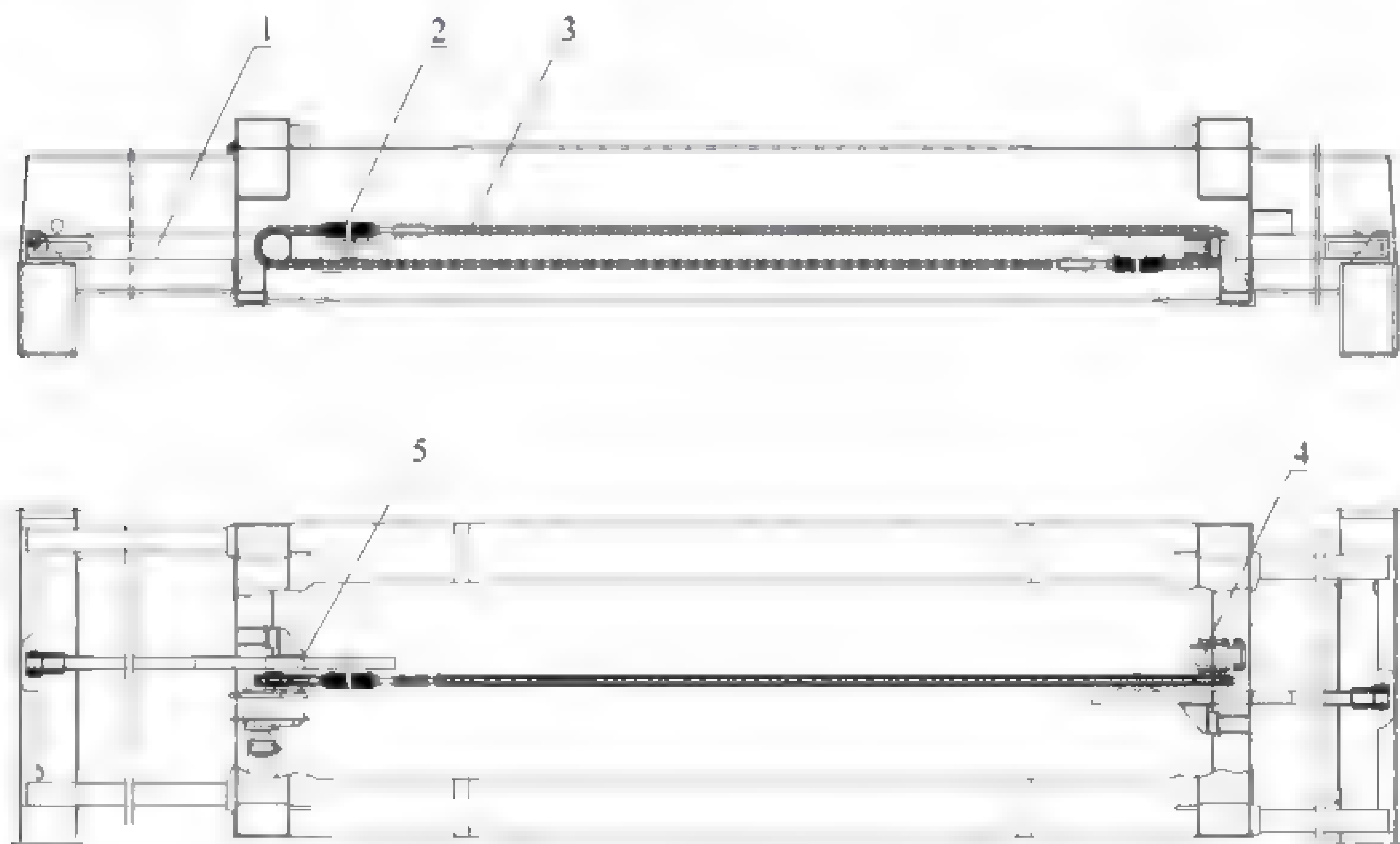


图 8-45 伸缩驱动机构

1—推杆；2—链条张紧装置；3—链条；4—从动装置；5—驱动装置

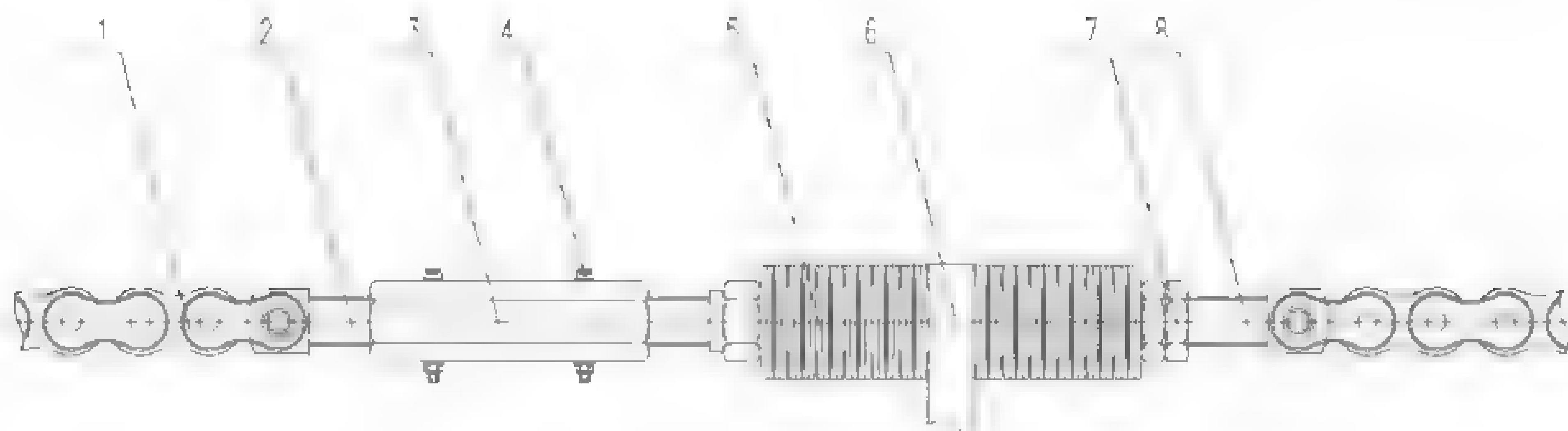


图 8-46 张紧和缓冲装置

1—链条；2—螺杆Ⅰ；3—调整螺母；4—锁定螺栓；5—蝶形弹簧；6—推杆；7—锁紧螺母；8—螺杆Ⅱ

活动导板通过动力驱动使导板实现上翻或下翻动作；固定导板则不具备动力装置。活动导板主要用于与岸边集装箱起重机相配的吊具上；固定导板则多用于与轮胎式集装箱门式起重机相配的吊具上。

导板按其结构不同又可分为角导板和边导板，实现角导向或者边导向。角导板一般安装于吊具的四角；边导板装在吊具的四条边上。集装箱起重机用户可以根据作业的实际需要来选择安装合适的导板。

活动导板的摆动幅度一般为 180°，导板下压时的扭矩不小于 1200N·m，导板反向力矩一般不小于 4000N·m。导板抬起后，其外形尺寸不得超出转销箱的边界尺寸。由于每组导板具有独立的驱动装置，因此可按司机的操纵指令，同时动作或成对动作或单独动作。

实现导板上下 180°翻转的方式很多，比较常用的就是采用马达或者摆动液压缸。每套导板均配套有一个专用的节流小孔的过渡接头，用以分别调整四套导板的运动速度来实现同步动作。同时，导板的下翻动作由于导向的冲击较大，所以采用溢流阀进行过载保护。

图 8-47 所示为比较典型的液压马达驱动的角导板，其可通过上下 180°的翻转实现集装箱吊具的角向导向。

5）液压系统

液压吊具动力源一般采用电机带动液压泵的形式，把电能转化成压力能。液压泵一般采用变量柱塞泵形式，该系统具有效率高、发热少的特点。

一般的吊具系统可以选择安装手动泵，当吊具液压泵或电机发生故障时，作为应急措施，用手动泵进行转销开闭锁的操作。

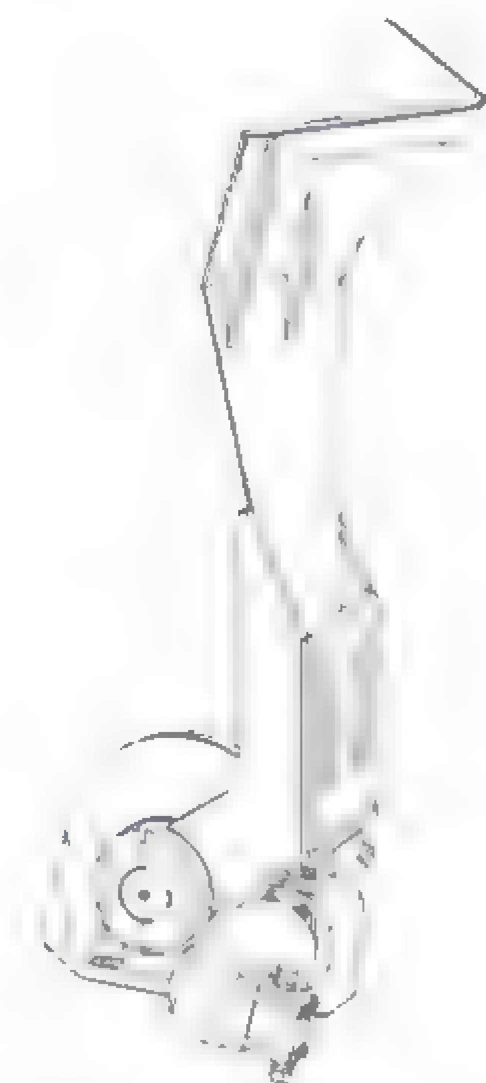


图 8-47 液压角导板

吊具一般都采用单级压力控制，直接采用泵的输出压力为锁销液压缸、导板摆动液压缸、伸缩马达等提供动力。

6）电气系统

电气系统是吊具的大脑，司机的指令都需要通过电气系统传递给吊具动力执行机构，从而实现司机操作的目的。

吊具电气分别控制吊具的伸缩、转销开闭锁、导板上翻下翻及吊具单双箱状态的切换。根据吊具自身功能或用户的要求，为吊具配置不同的电气控制系统。

吊具电气控制系统按种类分为：点对点、ASI 二线通信控制系统、CAN 总线控制系统、

DP 总线控制系统等。

液压单箱吊具电气硬件主要有：电气箱、端梁箱、传感器、电磁阀。因控制线路简单，电气控制系统常规采用点对点控制方式，吊具逻辑控制及保护线路集成到主机控制系统，吊具自身只配置检测吊具状态的传感器、电磁阀驱动元件及安全联锁保护线路。

2. 固定双箱吊具

双箱吊具单次可起吊 2 只 20ft 集装箱。按其中间吊点装置是否可以移动又分为固定式双箱吊具和可移动式双箱吊具。

图 8-48 所示为固定式双箱吊具，其为一次能同时装卸 2 个 20ft 集装箱的、中间吊点装置不可移动的伸缩式吊具。与单箱吊具相比，大大提高了装卸效率。

固定式双箱吊具是在单箱吊具的基础上，在底梁主结构的中部增加 4 套独立的转销机构及其相应的结构件，从而使该吊具既有单箱吊具的功能，又增加了同时装卸 2 只 20ft 集装箱的功能。

1）中间吊点装置（见图 8-49）。

中间吊点装置一般由中部转销箱、中部转销机构和提升装置组成。转销机构一般内置在转销箱内，随着转销箱一起上下运动。当转销箱在最高点时，吊具就处于单箱模式，此时只可进行单箱操作；当转销箱处于最低点时，吊具就处于双箱模式，此时只可以进行双箱作业。

由于视线问题，司机在实际操作中通常会无法判断吊具下是 2 个 20ft 箱子还是 1 个 40ft 箱子，此时若盲目操作，会酿成摔箱事故。

为正确区分，一般双箱吊具上会装有双箱检测装置，该检测装置一般由光电感应开关组成。检测装置发出的信号除使驾驶员能正确判断即将起吊的集装箱是双箱还是单箱外，同时还与起重机的控制系统一起组成了一套电气安全联锁保护程序：当吊具下是 40ft 单箱而吊具的中间 4 只转销箱全部处于下降位置（吊 2 个 20ft 集装箱状态）时，吊具下降到安全高度时吊具会自动停止下降，以防止损坏集装箱和转销；反之，当吊具下是 2 个 20ft 集装箱而中间的 4 只转销未下降到位（吊 1 个 40ft 集装箱状态）时，除了停机外，还发出信号告知驾驶员发生了误动作，从而能有效地避免事故发生。此外，还可根据用户的要求，采用机械联锁装置，它与电气联锁一起，确保中间 4 只转销的可靠动作。而且装卸双箱时，中间 4 只转销与两端的 4 只转销动作是联锁的，即只有当 8 只转销全部插入 2 只集装箱的 8 个角配件孔后，8 只顶销限位开关发信，才允许做开闭锁动作。

2）液压系统

固定双箱吊具上的液压系统是在标准液压单箱吊具的基础上，增加了操作中间转销装置和中间转销箱的功能，即能控制吊具的伸缩、转销、导板动作和中间转销箱的升降动作。

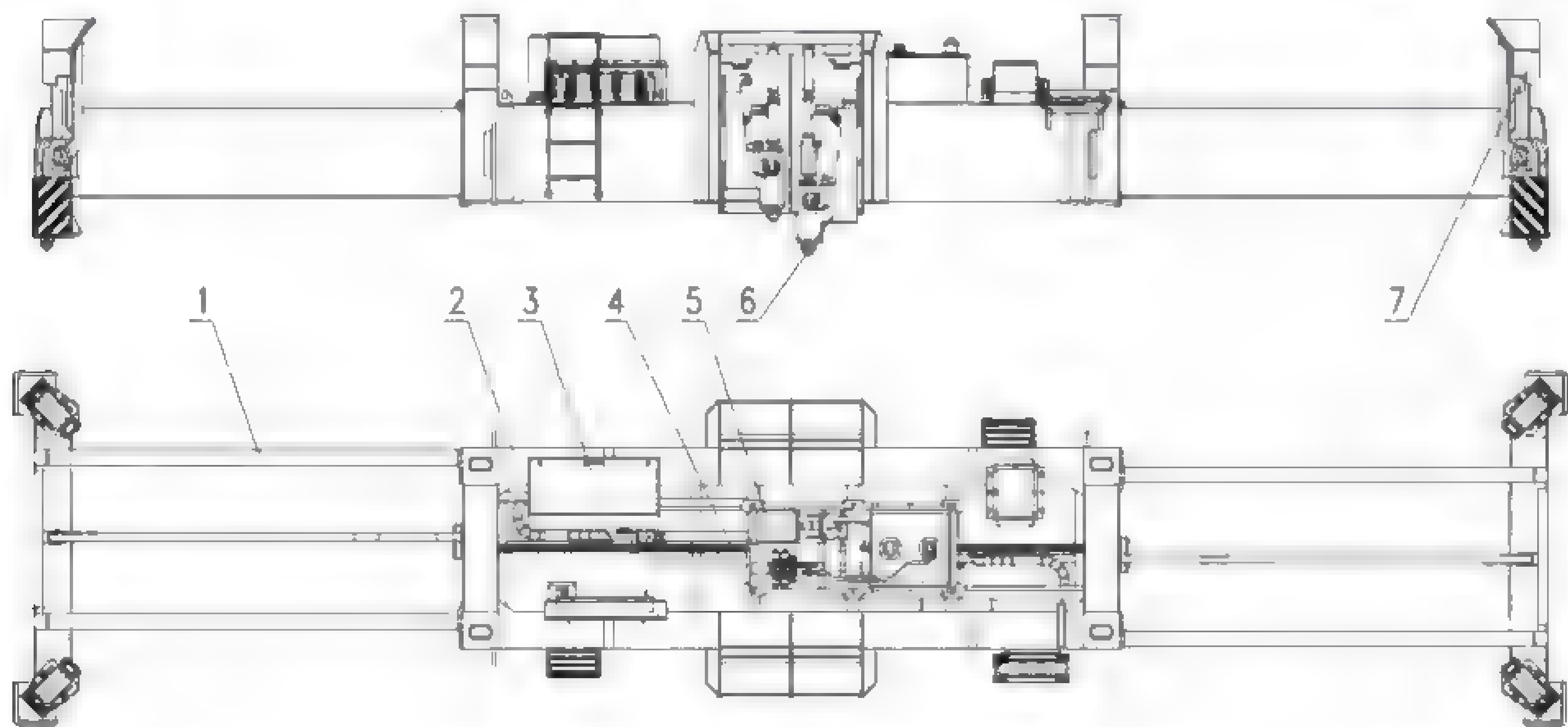


图 8-48　固定式双箱吊具

1—伸缩梁结构；2—底梁主结构；3—电气系统；4—伸缩驱动机构；5—液压系统；6—中间吊点装置；7—导板装置

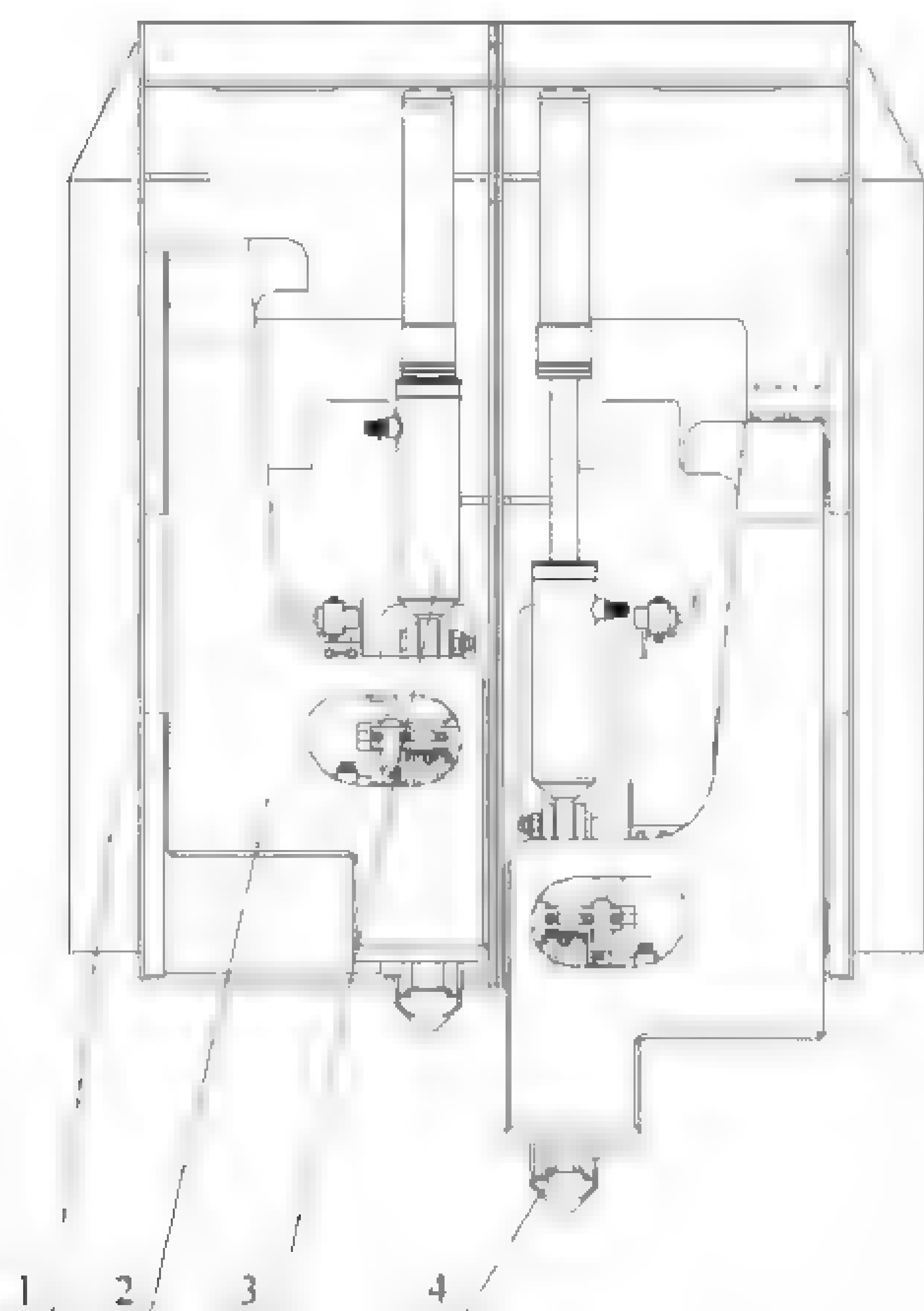


图 8-49　中部吊点装置
1—中部框架；2—中部转销箱；
3—提升装置；4—中部转销机构

3) 电气控制系统

在标准液压单箱吊具的基础上，固定双箱吊具增加了用于中间转销开/闭锁检测、中间顶销着箱检测和中间转销箱升降位置检测的限位开关，以及双箱检测装置。

除了标准吊具的限位开关外，双箱吊具上还配有专用限位开关，分别用于：

(1) 中间转销箱升降位置检测

检测双箱吊具的中间 4 只转销箱及转销机构是否处于上升/下降位置，它们与伸缩位置信号及起升机构联锁，确保只有在 40ft 位置时才能吊载双箱。

(2) 双箱检测装置

红外线光电感应开关被安装于吊具的中部并与吊具伸缩位置信号联锁，仅当吊具处于 40ft 位置时，该开关才起作用(要注意，若 2 个 20ft 箱靠在一起，中间无间隙或间隙很小的特殊情况时，光电难以鉴别)。

该双箱检测装置有一旁路开关，当遇到特殊情况，如维修或光电开关失灵等，允许强制跳过这一检测装置，使起升机构仍能动作，但当事人必须正确判断，以免误动作。

3. 移动双箱吊具

如图 8-50 所示，移动双箱吊具的结构形式与固定式双箱吊具基本相同，相当于在固定双箱吊具基础上增加了一套中间吊点装置的平移机构。该平移机构可以控制中间吊点装置的移动，其移动范围一般不超过 1600mm。可移动双箱式吊具既能装卸单个集装箱，又能装卸 2 个长度方向间距不超过 1600mm 的 20ft 集装箱。

移动双箱吊具的底梁主结构中间一般设置 2 组轨道，4 个中间移动架安装在轨道上，且每个中间移动架内装有一套可上下运动的中间转销箱，每个中间转销箱均与一个液压升降液压缸或其他缓冲器相连。当中间转销箱处于最高点时，可进行单箱作业；当中间转销箱处于最低点时，则可进行双箱作业。

移动架的平移主要靠液压缸或链条等形式来实现，分别与左右 2 个下推杆相连，下推杆又通过连接板与左右 2 对中间转销箱分别相连。在液压缸的推动下，中间转销箱作向外和向内的相对运动，这样吊具就能装卸在设计范围内的任意位置的 2 个 20ft 集装箱，同时也实现了带载的平移运动。

移动式双箱吊具与固定双箱吊具的区别主要在于其特殊的伸缩机构。大部分的可移动双箱吊具的伸缩驱动系统一般由双箱移动和常规伸缩驱动两套机构组成：吊具在单箱状态时，其伸缩驱动系统采用常规伸缩驱动机构；当处于双箱状态时，常规伸缩机构会连接到双箱移动驱动机构上。此时，一般是由双箱移动驱动机构提供动力，带动中间吊点装置的平移运动，同时带动伸缩梁的运行，保证中间吊点装置与伸缩梁同步运行，保证中部转销与其同一侧的端部转销的间距始终是 20ft 集装箱的锁孔板间距。

大部分的可移动双箱吊具在双箱平移系统中都装有伸缩磁尺或者定位编码器装置，因此在 1600mm 范围内任意的位置，双箱控制器均能控制并记忆其位置。例如 ZPMC 移动式

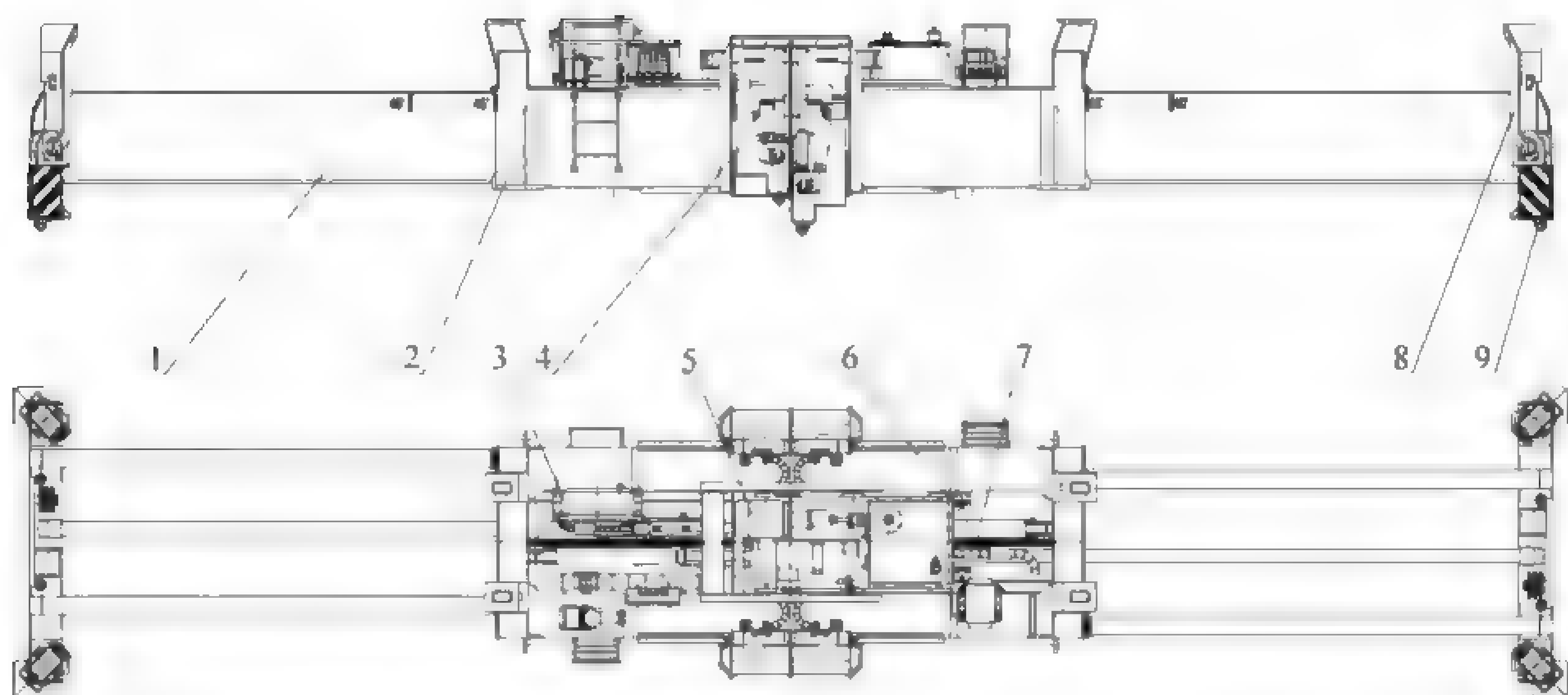


图 8-50　移动双箱吊具

1—伸缩梁结构；2—底梁主结构；3—电气系统；4—中间吊点装置；5—液压系统；6—平移机构；7—伸缩驱动机构；8—活动导板装置；9—端部转销机构

双箱吊具中共设有 3 个任意位置的记忆功能，这样司机就能对 2 个非标准放置的 20ft 集装箱位置进行记忆，当再次对该位置进行作业时，吊具就能自动伸缩到该位置，实现自动定位功能，提高效率。

双箱可移动吊具是近年来世界集装箱运输业普遍发展的一种效率更高的吊具。它除具备普通单箱吊具的全部功能外，还可同时装卸 2 只 20ft 集装箱并能随时灵活地调整它们的纵向箱距，以适应集装箱堆场、AGV 和集装箱船对 20ft 集装箱纵向箱距的要求。

4. 旋转吊具

可实现平面旋转运动的吊具称为旋转吊具。有些岸桥、轨道式集装箱门式起重机和多用途门式起重机需用旋转吊具(一般回转角度 $\pm200°$ 就可满足要求，不需大于 360°)。旋转吊具主要由三部分组成：旋转装置、调心装置、吊具。

1) 旋转装置

旋转装置由旋转支承装置和驱动机构组成。在旋转装置上装有均力平衡梁，以保证起重机 4 根钢丝绳均衡受力。吊具的旋转部分与非旋转部分通过一个回转支承相连。液压马达驱动减速器和主动小齿轮带动吊具作旋转运动。采用起重机上的 PLC 控制吊具的旋转角度(如采用编码器测速及变频调速等技术)，则能够使吊具的旋转角度严格跟随起重机的旋转角度，从而保证集装箱始终作平行移动，以提高装卸效率。限位开关可发出零位信号、左右终点位置信号，以提示司机吊具的旋转方向和位置。

旋转装置一般有两种形式：与吊具不可分离式(见图 8-51)；与吊具可分离式(见图 8-52)。采用不可分离式旋转装置的吊具称为整体式旋转吊具，采用可分离式旋转装置的吊具称为分体式旋转吊具，其旋转吊具与吊具分离后可用作吊装散货等其他用途。

2) 调心系统

当吊具由于旋转运动而发生重心偏移时，调心系统能够自动或按司机操纵指令进行行程 ±1200mm 的调心运动，以保持吊具的水平状态。这个运动由一个液压缸驱动调心小车来实现。调心小车上的 4 个车轮(也可用 4 块抗磨板)拉住吊具底梁结构，承受来自吊具的拉力。4 个限位开关发出左右零位和左右终点位置信号，以提示司机吊具的移动方向和位置。旋转部分的电缆和液压软管通过输缆履带与吊具相连。

3) 吊具

旋转吊具的吊具选择比较灵活，基本上所有类型的吊具都可以通过加装旋转装置与调心装置的方式来变成旋转吊具。

大部分的旋转吊具都采用单箱伸缩式吊

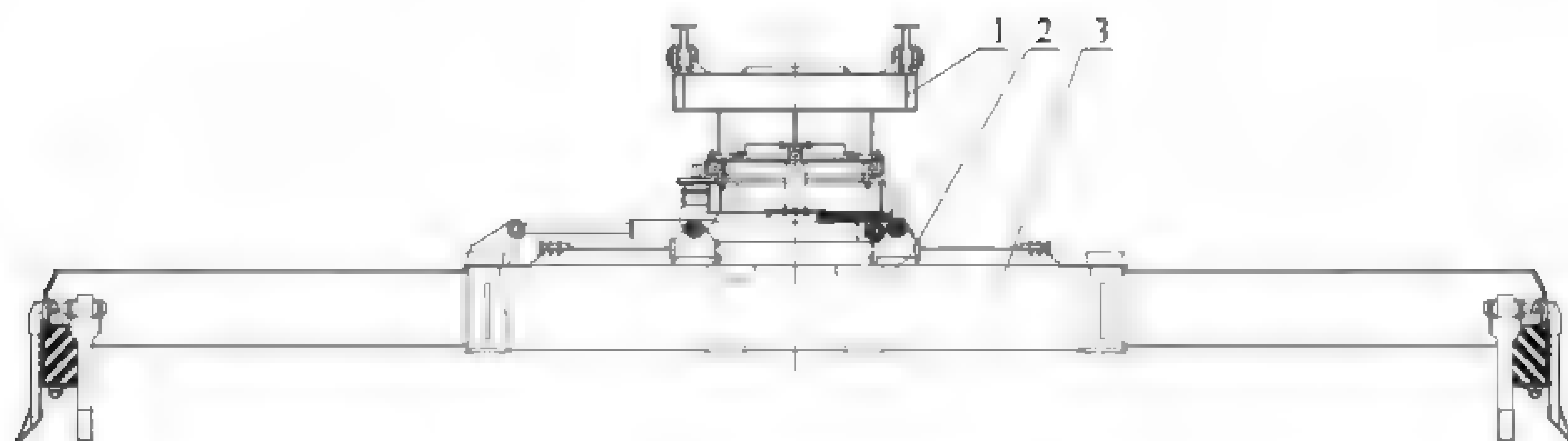


图 8-51 整体式旋转吊具
1—旋转装置；2—调心装置；3—伸缩式吊具

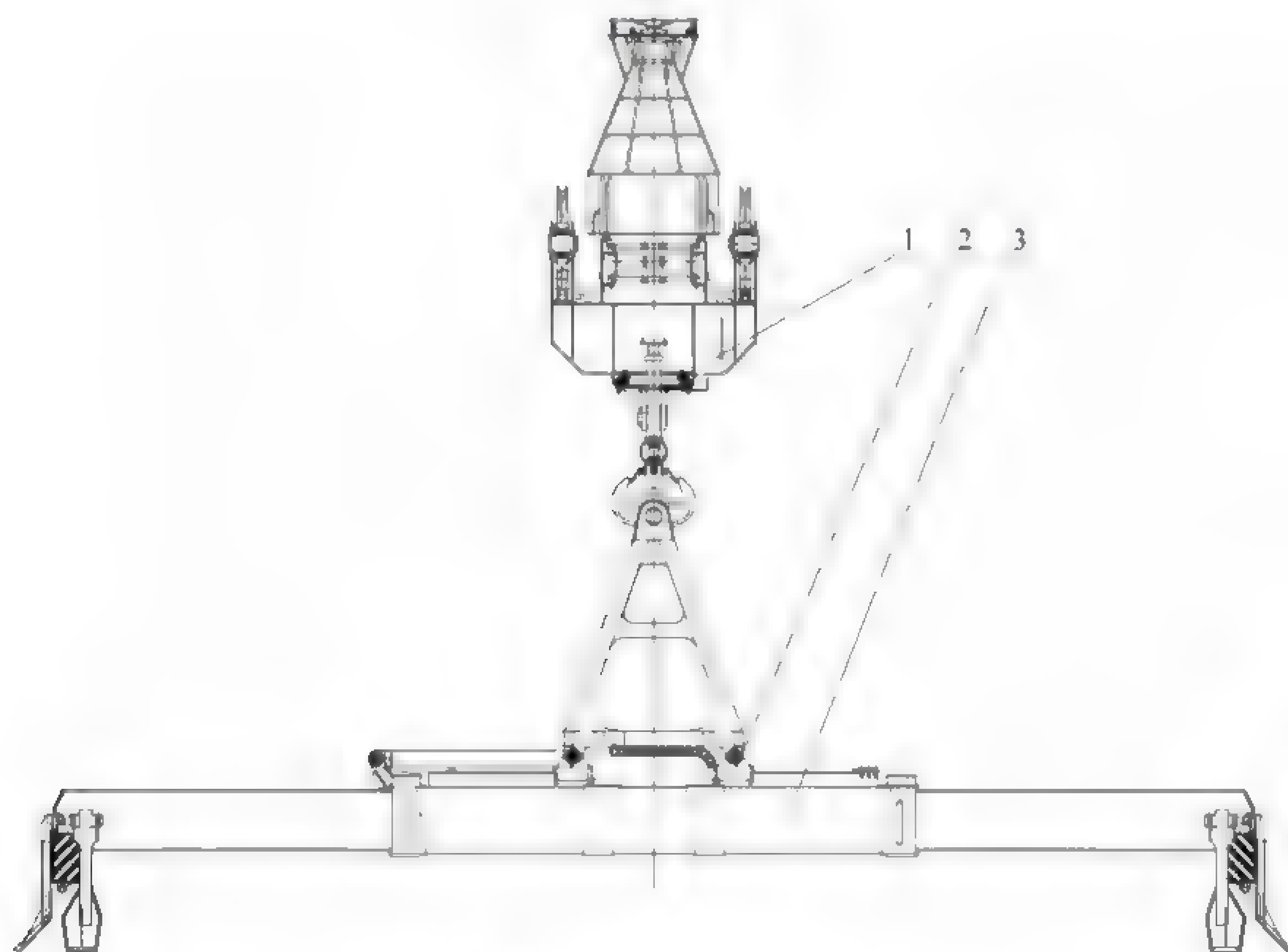


图 8-52 分体式旋转吊具
1—旋转装置；2—调心装置；3—伸缩式吊具

具，也可以根据用户的需求采用双箱吊具或者固定吊具，从而变成旋转双箱吊具或者旋转固定吊具。

集装箱吊具的设计都应允许集装箱有少量的负载偏载，并在此状态下能够安全可靠地工作。重心的允许偏移范围见表 8-26。

表 8-26 集装箱重心的允许偏移范围 m

集装箱规格	20ft 集装箱	40ft 集装箱
纵向	±0.6	±1.2
横向	±0.2	±0.2

8.4.3 电动吊具

电动吊具是近年来发展比较迅速的一种吊具，其运行原理、结构形式与液压伸缩式吊具的区别很小，不同之处在于电动吊具用电机减速机来实现所有的动作。

电动吊具与传统液压型吊具比较，有以下优点：

(1) 电动吊具降低了维修和保养的成本。因为没有液压油和过滤器，就不必像传统液压型吊具那样经常检查和保养。保养的间隔将

延长，最重要的是电动吊具的维修和保养将大大简化，从而降低了使用成本。同时简单的维修和保养将使电动吊具的工作更为可靠。

(2) 电动吊具具有更好的静音功能，降低了吊具工作时产生的噪声。

(3) 电动吊具的耗能是传统液压型吊具的十分之一。在传统液压型吊具上，由于液压动力站一直处于工作状态，因此相当耗电。而在电动吊具上，电机只在需要动作时才通电，低能耗，降低了吊具的使用成本。

(4) 电动吊具结构紧凑、重量轻。这样在吊具起重量不变的情况下，可以降低对主机起重量的要求。

(5) 电动吊具对其使用环境要求低，而且绿色环保。因为电动吊具没有液压系统，所以不存在液压油的泄漏问题，也无须进行加热，对使用环境不像传统型液压吊具要求那么高。

维修、保养和使用成本低、工作可靠性高且绿色环保的特点使得电动吊具在市场上越来越普及，随着技术的不断提高，电动吊具必将成为市场的主流。

8.4.4 集装箱吊具的辅助设备

1. 上架

上架也称吊架。图 8-53 所示为一种普通滑轮式上架，主机钢丝绳缠绕系统与滑轮装置 1 连接，转销机构 8 与吊具连接，主机垂缆与电缆缓冲器 6 连接通往上架电气系统 5，电气系统 5 引出到吊具的电缆，通过插头插座的连接形式与吊具电气系统连接，司机通过控制台发出指令，从而实现集装箱的装卸动作。为了限制上架的起升高度，通常在上架上设置冲顶感应装置 4。

上架是集装箱吊具最为重要的辅助设备，用户对吊具的许多个性化需求均可通过上架来实现，吊具的机械、电气、液压可以高度标准化，对保养维护有着重要的意义。

1) 普通上架

图 8-53 所示的滑轮式上架功能单一，为了满足不同的码头对吊具功能的要求，例如吊具需要的平移功能、旋转功能等，将这些功能加在上架上，即可更好地满足码头的要求。

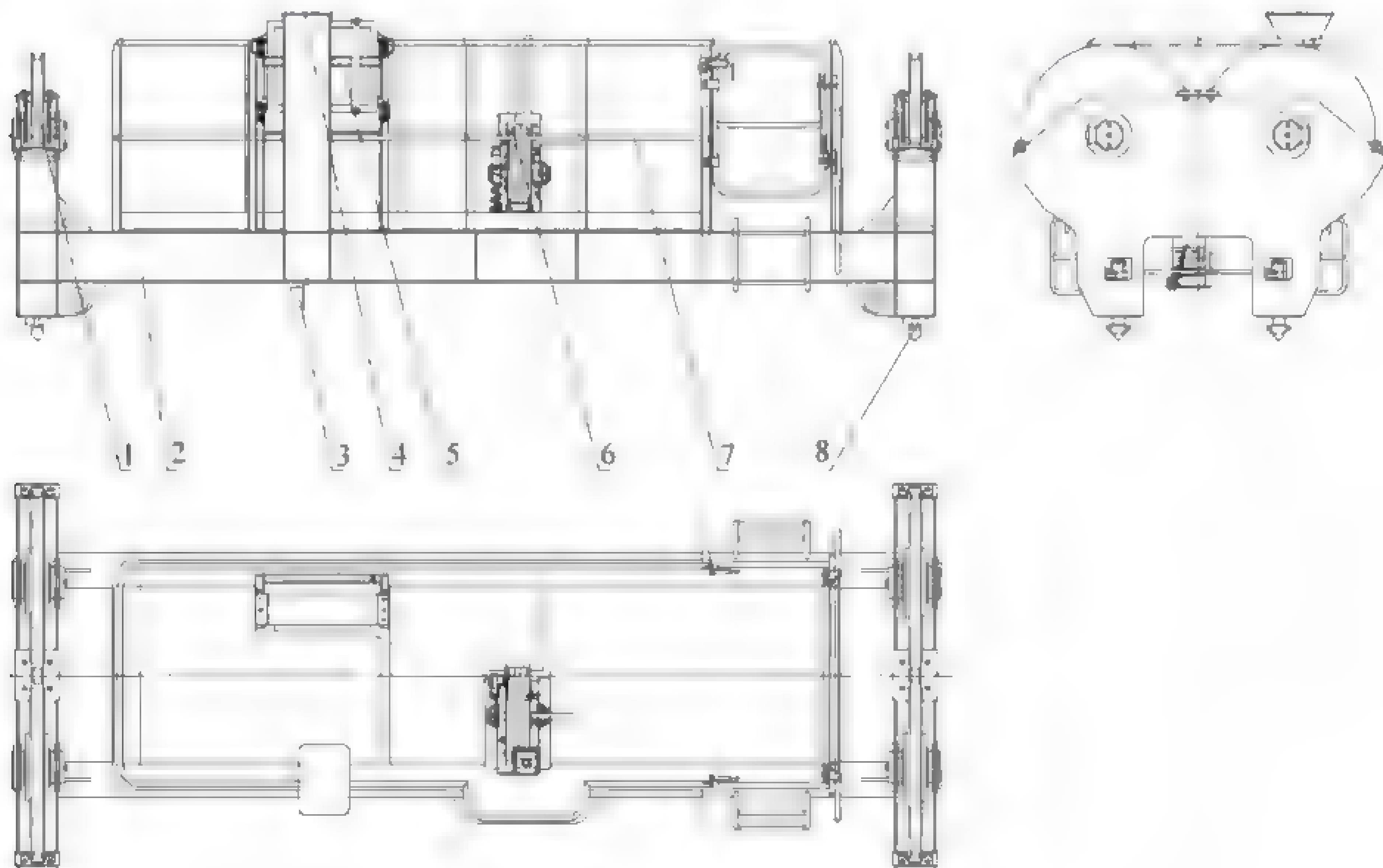


图 8-53 普通滑轮式上架

1—滑轮装置；2—主结构；3—电气回插座；4—冲顶感应装置；5—电气系统；6—电缆缓冲器；7—护栏；8—转销机构

2）旋转上架

图8-54所示为旋转上架，通过动力装置5以及旋转装置6控制旋转架3相对于固定架2旋转，从而带动吊具相对于主机旋转。

3）平移上架

图8-55所示为平移上架，通过平移机构3的作用，带动移动架4相对于固定架2作平移运动，从而实现吊具相对于主机的平移。

2. 超高箱吊架

图8-56所示为一种超高集装箱吊架，简称超高架，是常规上架的一种延伸产品，用来装卸顶部开口的ISO标准集装箱及超高货物的台架、平板架。

超高架锁孔板1与挂钩机构2与吊具转销机构连接，通过吊具转销机构的开闭锁驱动超高架转销机构4的开闭锁动作；由吊具伸缩机构带动超高架伸缩机构3的动作，实现吊具伸缩动作；开闭锁动作与超高架伸缩动作、开闭锁动作同步。

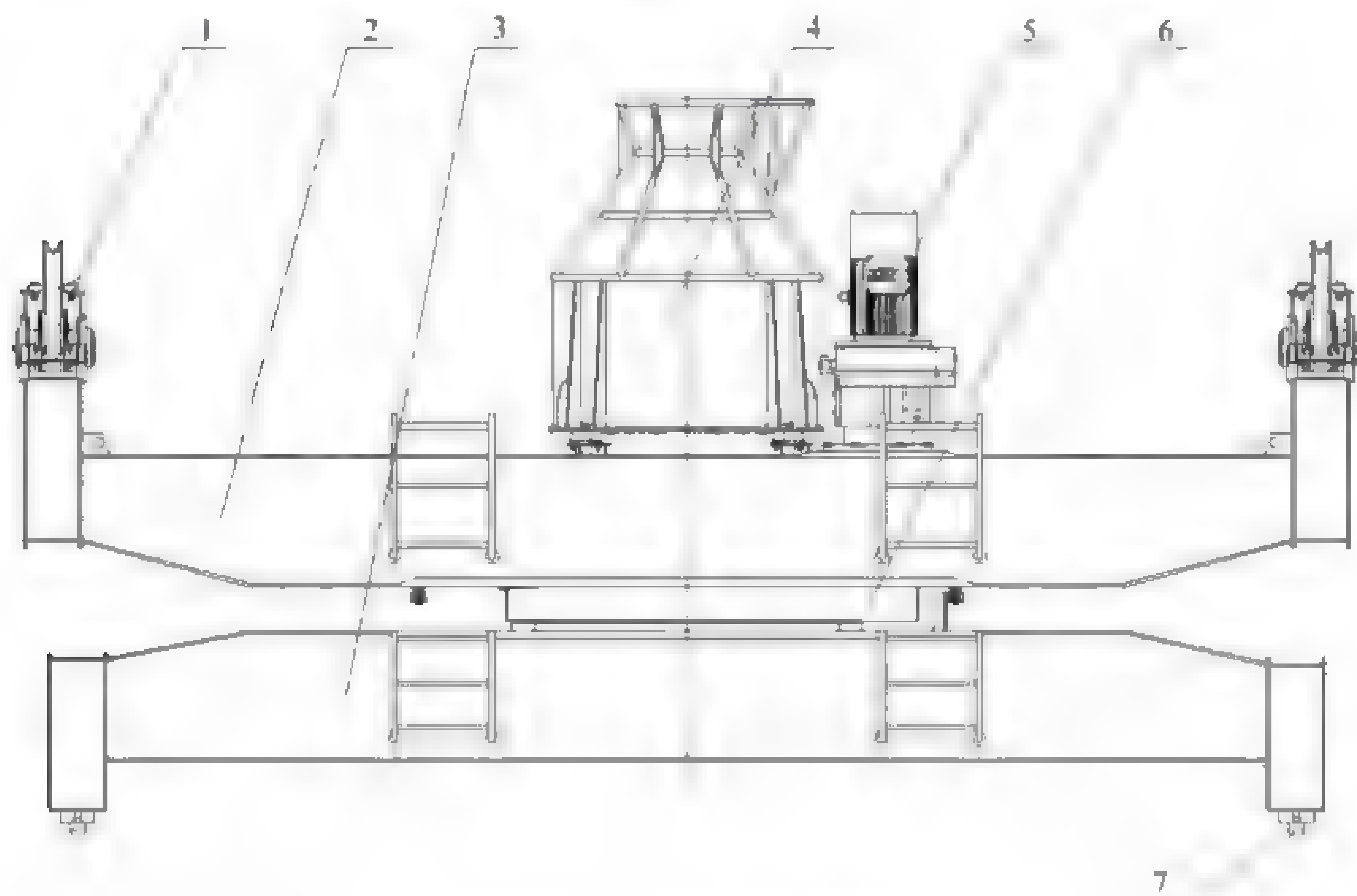


图8-54 旋转上架

1—滑轮装置；2—固定架；3—旋转架；4—储缆框；5—动力装置；6—旋转装置；7—转销机构

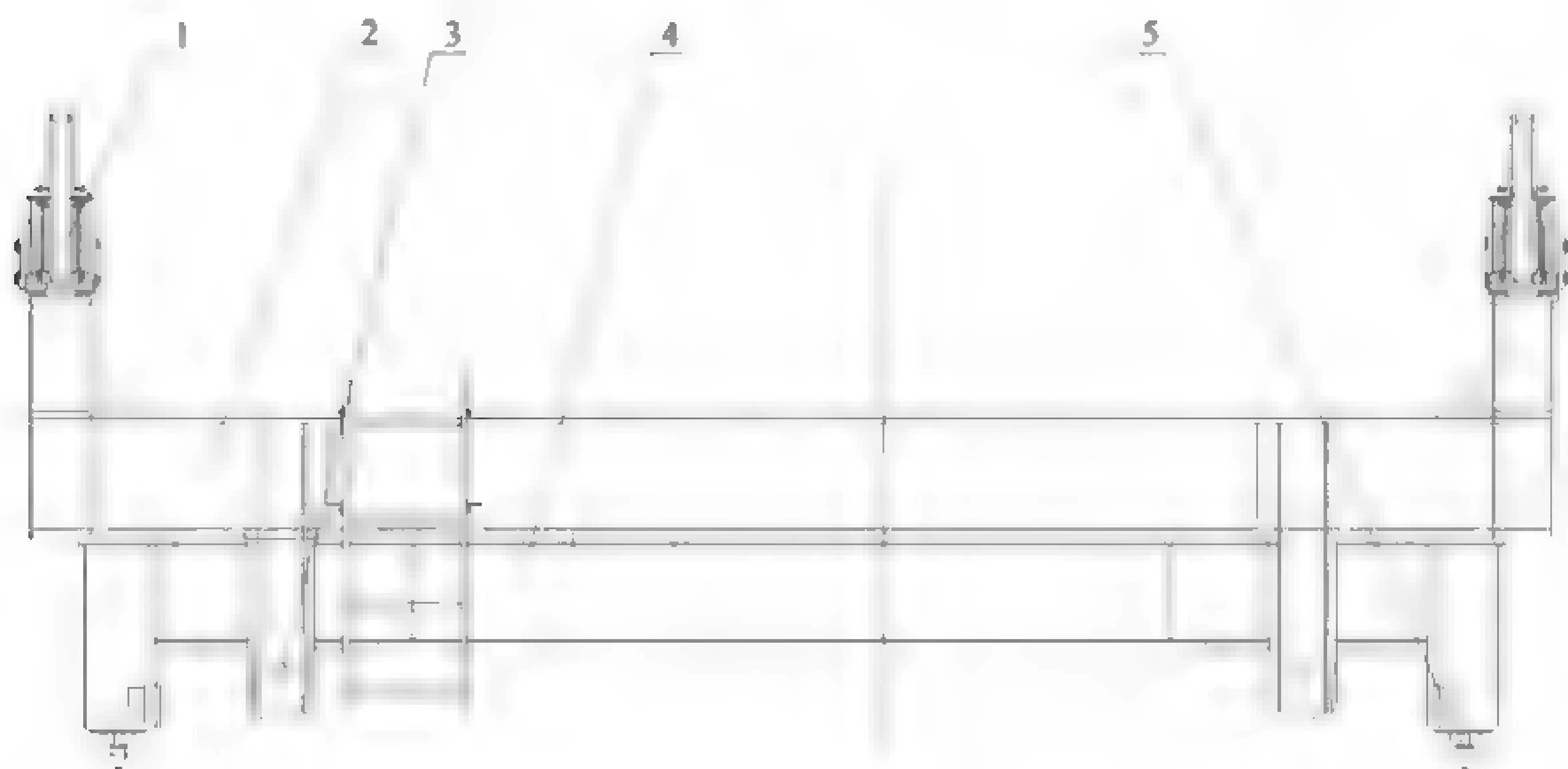


图8-55 平移上架

1—滑轮装置；2—固定架；3—平移机构；4—移动架；5—转销机构

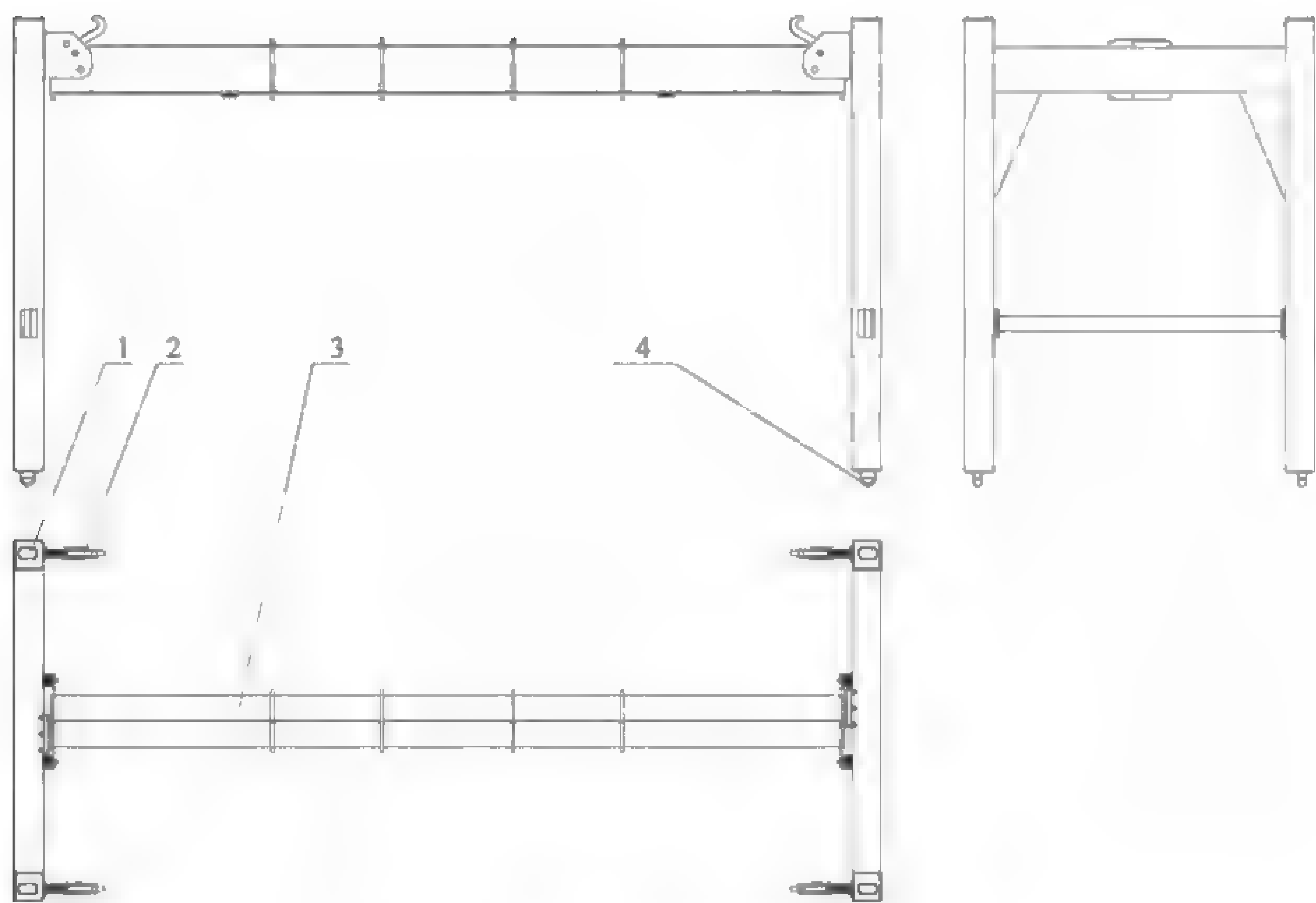


图 8-56　超高箱吊架
1—锁孔板；2—挂钩机构；3—伸缩机构；4—转销机构

8.4.5　集装箱吊具的辅助功能及其发展

随着计算机技术的发展，智能化程度的不断提高，集装箱吊具不单单作为一个装卸集装箱的工具，越来越多的辅助功能被集成在了集装箱吊具之上。

1. 称重系统

图 8-57 所示为一个采用重力传感器的方案。

1）系统描述

(1) 系统组成

4 个安装在锁头的压式重量传感器、无线节点、无线网关、SHP(触摸屏)。

(2) 系统运作过程

装在锁头的 4 个压式重量传感器时刻监测锁头的压力。传感器将压力信号转换成电流信号，设置电流值所对应的重量。

传感器将电流信号传输到无线节点，再由无线节点传输数据给无线网关，无线网关接收

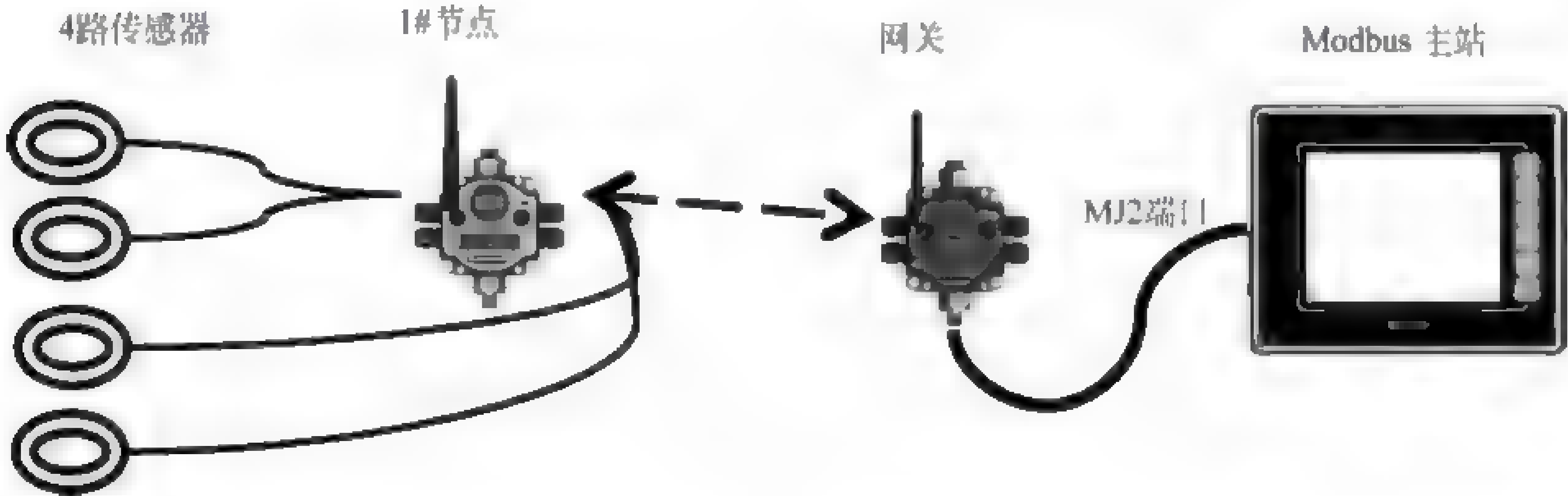


图 8-57　称重系统

说明：在上图中，装在锁头的 4 只传感器传输模拟量给节点，节点把无线信号发送给驾驶室里的网关，网关再将数据发送到 SHP(触摸屏)处理。

后，将4路传感器信号实时传输到SHP，由SHP来处理和显示；如果需要，SHP还可以传递信息至上位机，以实现控制起升、数据采集等功能。

2）系统保护功能

（1）确保吊具在起吊集装箱的时候转销都处于吊载状态。

（2）精确测量每个转销的载荷，并计算出总的载荷，以进行超载报警。

（3）精确测量每个转销的载荷，并计算出集装箱的重心位置（左右、前后偏载），以进行偏载报警。

（4）记录吊箱起吊开始时载荷，并将其与即时载荷进行比较，如发现有异常，报集卡吊起故障，防止集卡吊起。

（5）当在船舱里吊箱过程中发现重量异常突变、过重，报卡箱或挂舱故障，以防卡箱或防挂舱。

2. 以电力线载波通信技术实现吊具视频监控

（1）系统组成

吊具视频监控系统示意图如图8-58所示，系统由网络摄像机、电力载波通信设备、终端显示设备组成。

（2）系统功能

装在吊具上的网络摄像头通过网线传输信号给吊具上的扩展器，扩展器再通过电缆中的电力线，以电力线载波通信的方式传输信号至司机室内的路由器。终端显示设备可以以有线或无线的方式接入路由器所在的局域网，从而获得吊具上传递过来的视频信号。

通过此摄像头，吊具可以自动拍摄到集装箱顶的条形码，从而判定出箱子的所有信息，成功实现货物的自动检测、自动识别功能。

3. 无线以太网通信在吊具上的应用

建立无线以太网通信网络系统的主要目的，是对吊具控制系统进行远程数据采集、信号联锁和实时监控，因此要求该通信网络必须具有数据传输链路稳定、可长时间工作与数据传输精度高的特点。

4. 无线遥控技术在吊具上的应用

司机室和吊具之间的控制和反馈信号不通过吊具垂缆传输，而是通过无线通信的方式传输。

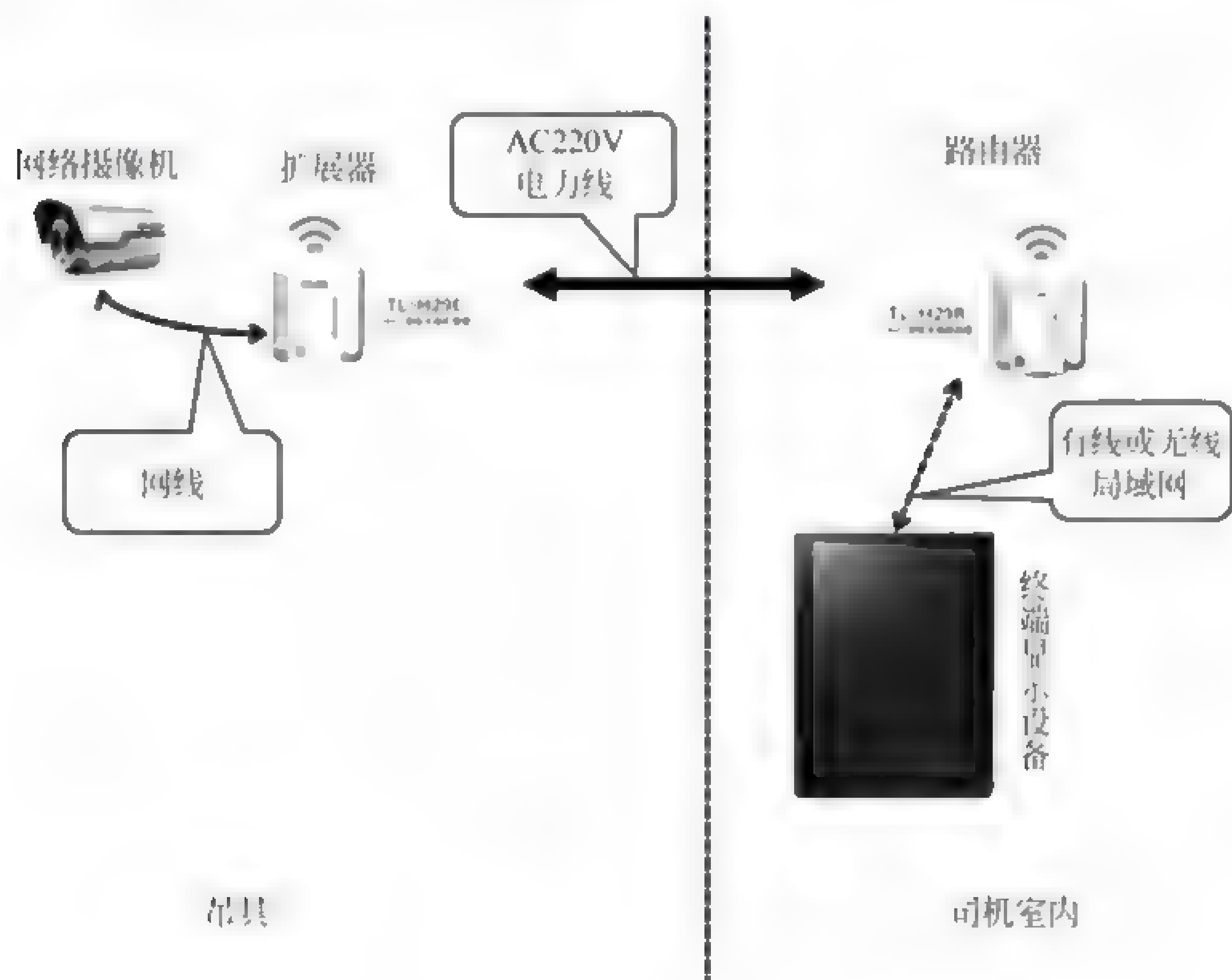


图8-58 吊具视频监控系统示意图

将所需电子设备安装于司机室吊具控制柜，接收来自吊具上的各种限位信号，输出到PLC智能模块和控制台上的指示灯，包括吊具开闭锁信号、顶销信号、20ft及40ft信号等。同时把控制台上的各种控制命令发射到吊具上，包括开闭锁命令、吊具伸缩命令、导板动作命令等。

吊具上也装有电子设备，将限位信号通过固定频率的无线电波段发送至司机室同频率的接收器，转换成具体的开关量信号。同样，吊具上架上的接收器接收司机室发射器发送的无线电波段，转换成开关量信号驱动特定的电磁阀中间继电器，最终实现吊具动作。

目前，这个系统的传输距离可达500m，远大于岸桥的起升高度，实际操作上与吊具电缆没有什么区别。

无电缆吊具的成功设计和制造具有深远的意义，这是因为省去了吊具垂缆后，集装箱岸桥不仅能适应全天候的作业工况，而且其起升高度将得到增加，同时其装卸作业的可靠性将得到进一步的提高，体现了装卸设备的先进性和经济性，也预示着将有更多的高新技术产品应用于港口集装箱机械上。

总之，随着科技的进步、自动化程度的不断提高，集装箱吊具的科技水平也将不断地提升，并带动现代集装箱港口生产技术的飞速发展。

8.5　其他吊具

港口装卸作业中用到的其他吊具主要包括吊钩横梁、吊架、电磁吊具、真空吸盘、夹钳等，以下主要介绍吊钩横梁、吊架和电磁吊具。

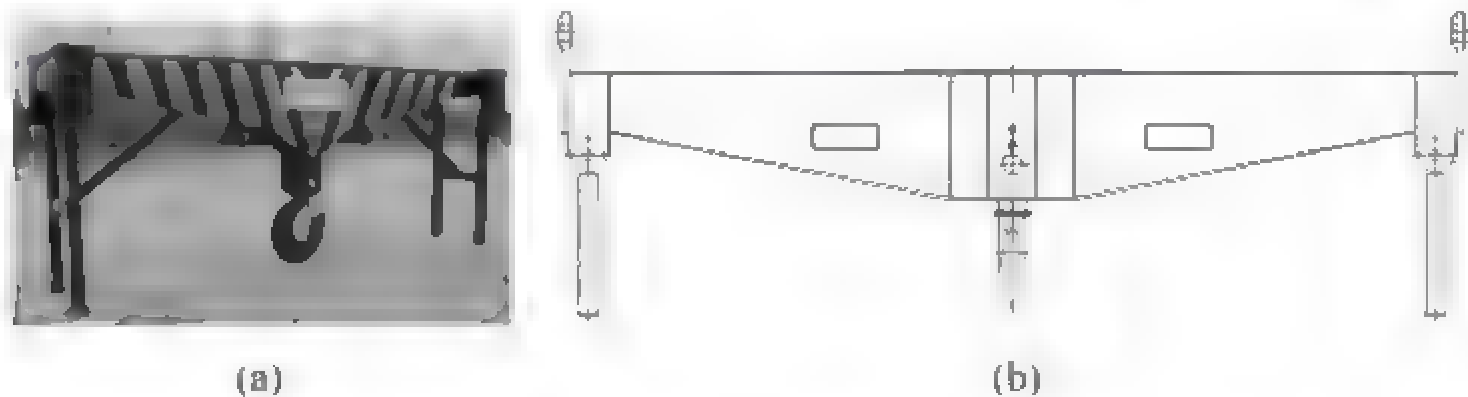
8.5.1　吊钩横梁

吊钩横梁是集装箱装卸机械的辅助索具（见图8-59），主要用于装卸件杂货。尤其对于箱量不大的内河集装箱码头，配备吊钩横梁可以实现一机多用，从而实现对重大件、长大件、件杂货的吊装。吊钩横梁一般由吊钩、吊钩螺母、推力轴承、横梁和承载结构件组成。目前吊钩横梁的最大额定起重量为120t。

吊钩横梁的结构件要求具有足够的强度和刚度，其与吊具上架的连接既有锁销式又有插销式。同时为了方便安放和运输，在吊钩横梁上还装有支腿和叉槽。为了方便吊取货物，吊钩被设计成能绕垂直轴线360°旋转的形式。为此，将吊钩用止推轴承支承在横梁上，在吊钩螺母上用止动板来防止其松动。同时吊钩螺母也是一个防尘盖，防止灰尘进入止推轴承。为减小应力集中，吊钩尾部一般采用梯形螺纹。吊钩钩身采用梯形断面形状，受力合理，制造也较容易。在吊钩头部还装有弹簧自动复位的安全封口板装置，以防系物绳自动脱钩。钩头有单钩和双钩两种形式可供选择。一般单钩多用于中小起重量，而双钩则多用于较大起重量的起重机。

图8-60所示的电动吊钩横梁，通过上架与起重机相连，能满足带载旋转的特殊装卸要求，它主要由支架、横梁结构、吊钩组件、吊钩回转机构、离合器等组成。

吊钩组件整体安装在回转支承上，吊钩的旋转运动是由电动机通过减速器驱动减速器输出轴上的小齿轮，最终带动回转支承来实现的。电动机自带制动系统。吊钩本身可以摆动，用以释放载荷对结构的倾覆力。为实现非控制情况下的自回转功能，在减速器输出轴端设置了离合器，当手动拨叉使动力部分和回转部分分离后，吊钩即可自由地回转。结构上设置了观察孔，可检查离合器的状态。吊钩的可控旋转动作由起重机司机室控制，在任何位置



(a)　(b)

图8-59　吊钩横梁

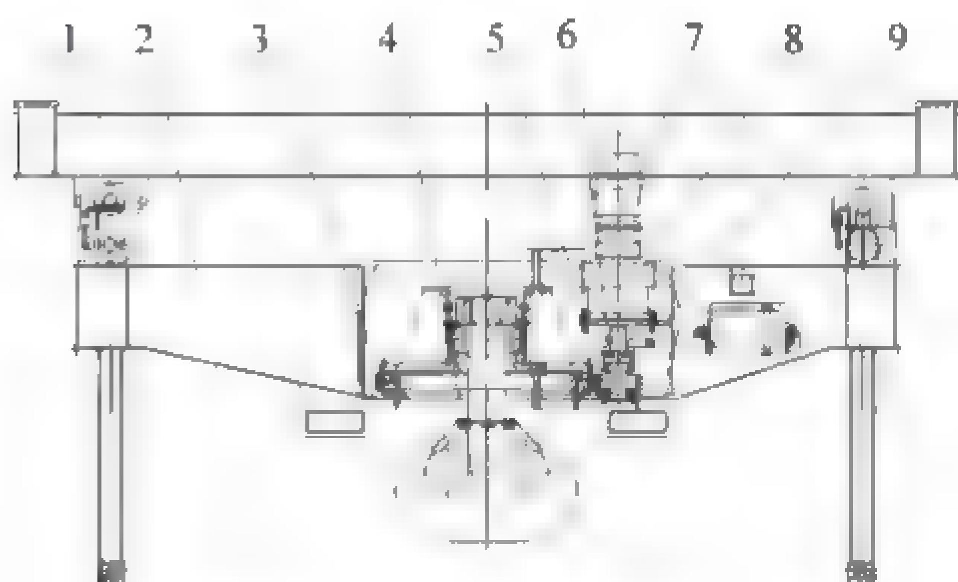


图 8-60 电动吊钩横梁

1—支架；2—横梁结构；3—回转支承；4—吊钩组件；5—小齿轮；6—离合器；7—电动机；8—减速器；9—拨叉

都可以控制旋转运动的启动和终止。吊钩上设置旋转角度指示装置，以便司机和地面工作人员目测确定吊钩旋转角度。吊钩横梁上还安装有主接线箱座，以获取动力和实现旋转控制。插座既可以和吊具的插头连接，也可以和上架的插头连接。该电动吊钩横梁结构上部的锁孔可以和吊具的转销配合，当拆除支架后，可将上架直接与横梁结构上的插销连接，所以它既可以悬挂在上架下，也可以悬挂在吊具下使用。该吊钩横梁可起吊 120t 的载荷。旋转速度为 1r/min。吊钩横梁的起重量系列见表 8-27。

表 8-27 吊钩横梁的起重量

序号	起重量/t	序号	起重量/t
1	20	9	60
2	25	10	70
3	30	11	75
4	32	12	80
5	40	13	90
6	45	14	100
7	50	15	105
8	55	16	120

8.5.2 吊架

在起重吊运和大型设备安装作业中，经常会遇到一些大型精密设备和超长构件，如发电机和汽轮机转子、浮吊臂架、大型变压器、屋架、塔类结构、钢筋混凝土预制件等。在吊运和吊装过程中既要保持这些设备和构件的平衡，又不能使其被起重吊索擦伤，还应尽量使其变形最小。为了达到上述要求，在起重作业中一般采用吊架来进行起吊。吊架的额定起重量应按起吊物品的实际情况来确定。吊架的主要作用是增加起重机提升的有效高度，改变吊索的受力方向，基本保证被吊物件垂直受力，避免承受过大的水平压力。吊架的结构应具有足够的强度和刚度。为使其杆件有较好的整体稳定性，杆件多采用各个方向惯性矩差异较小的箱形或圆管形截面。按其结构形式，吊架可分为梁形吊架和矩形框架吊架等。

1. 梁形吊架

梁形吊架主要由稳定支承杆、吊耳和加强筋板等焊接而成，见图 8-61，适用于壁厚较大、结构的自身强度能够满足起重所产生的侧压力影响的物品，这类吊架可增大吊装长度，一般用于吊运超长构件。

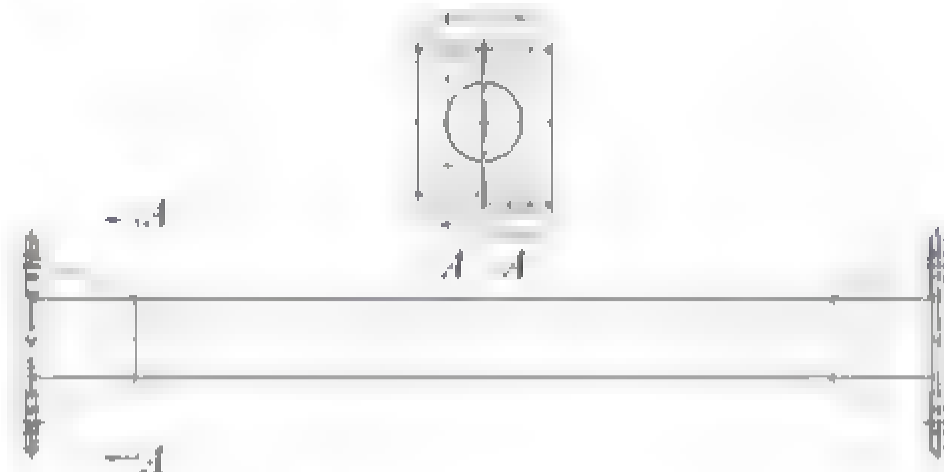


图 8-61 梁形吊架

2. 矩形框架吊架

矩形框架吊架主要由结构框架、吊耳和加强筋板等焊接而成，见图 8-62。

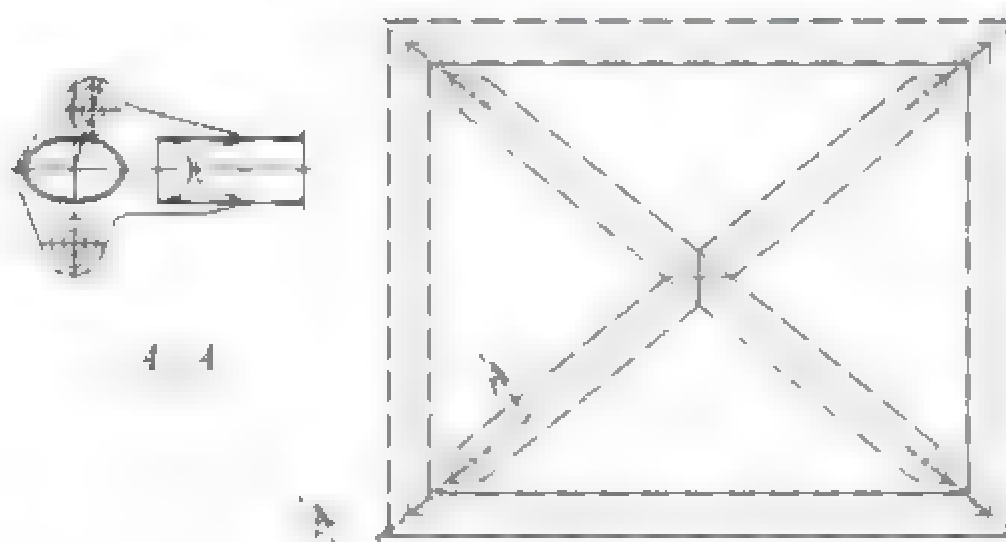


图 8-62 矩形框架吊架

起吊时，吊钩的垂直投影与矩形框架的形心重合，主要由斜撑杆件来承受偏心压力，其外框杆件只起连接作用，吊架具有较好的整体稳定性。但由于斜撑杆较长，杆件截面较大，材料较为浪费。它可扩大吊装范围，一般用于吊运矩形大型精密设备。

8.5.3　电磁吊具

电磁吊具广泛应用于工厂、码头、仓库、交通运输行业中，它利用电磁吸力来吊运铁磁性物料，如钢锭、钢板、型钢、废钢、废铁、生铁块、铁屑等。其特征为电磁吸盘挂在吊钩或吊梁上进行作业，符合吊钩—电磁吸盘间可更换两用式原理，故电磁式起重小车构造与吊钩式基本相同（一套起升机构），但应特别设置电缆卷筒装置，使电磁吸盘的电缆随吊钩同步升降（电缆卷筒与钢丝绳卷筒同步）。另外，电磁式起重机在制动系统、电控及供电系统、安全保护等方面还有其特殊性要求。一般吊运钢板时多采用电磁挂梁的吊具组合形式以减少钢板自重下挠变形对搬运的影响。

电磁吊具能自动吸取与放下物品，所以可改进装卸作业的工作条件，提高劳动生产率。对于热轧制品等高温物品，辅助工人不能接近，电磁吊具就成为唯一的取物装置。但电磁吊具的磁性吸力随着被吊运物料的温度升高而降低，当温度达730℃时，则完全不能吸起物料。此外，钢铁的磁性依化学成分而异，含锰4%的钢的吸力降低一半，含锰8%的钢的吸力为零。电磁吊具一般由主梁结构、电磁吸盘、控制系统、环形链条等组成，见图8-63。对于不同形状的钢材可采用不同形式的电磁吸盘来吊运。电磁吸盘通过环形链条悬挂在主梁的吊耳上，并通过电缆由安装在起重机上的电气控制系统对电磁吸盘进行供电和控制。如采用上架和吊具连接，并加装回转机构，则可成为旋转式电磁吊具。

1. 电磁吸盘结构

电磁吸盘是将电能转换成机械能的设备，主要由铁芯和线圈等组成，见图8-64。

通电时，电流通过线圈，使铁芯产生磁场吸力来完成运送铁磁性物料。为提高电磁吸盘的机械和电气性能，提高使用寿命和经济效益，电磁铁应采用全密封钢板焊接结构，接线盒应有户外防水保护装置，电磁吸盘底板采用既耐磨又不导磁的不锈钢钢板制作。为减轻自重，线圈可用铝线绕制。

2. 电磁吊具的额定起重量

电磁吊具的吸力或起重量与被吸物的形状、尺寸、排列方式、材料成分、温度高低、堆放

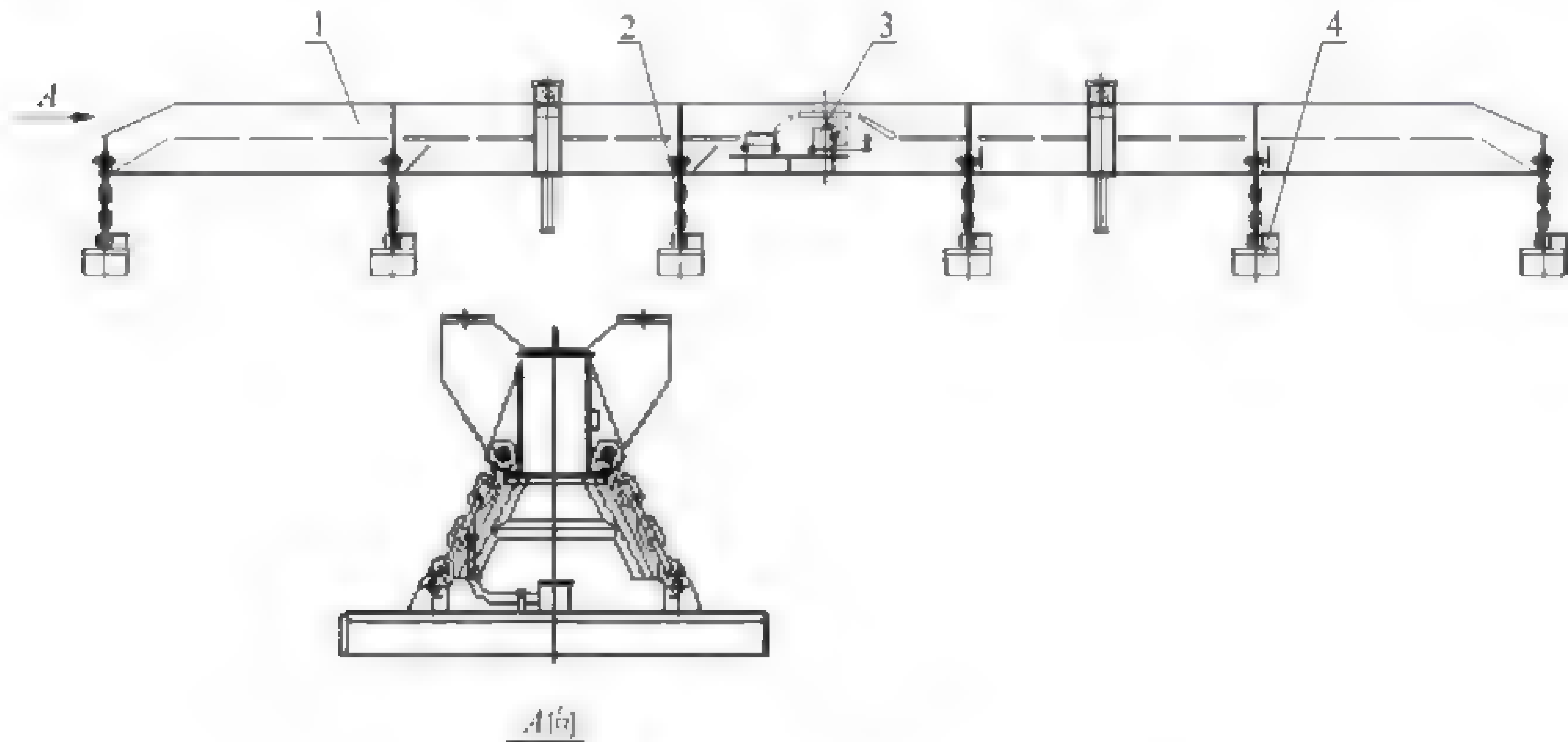
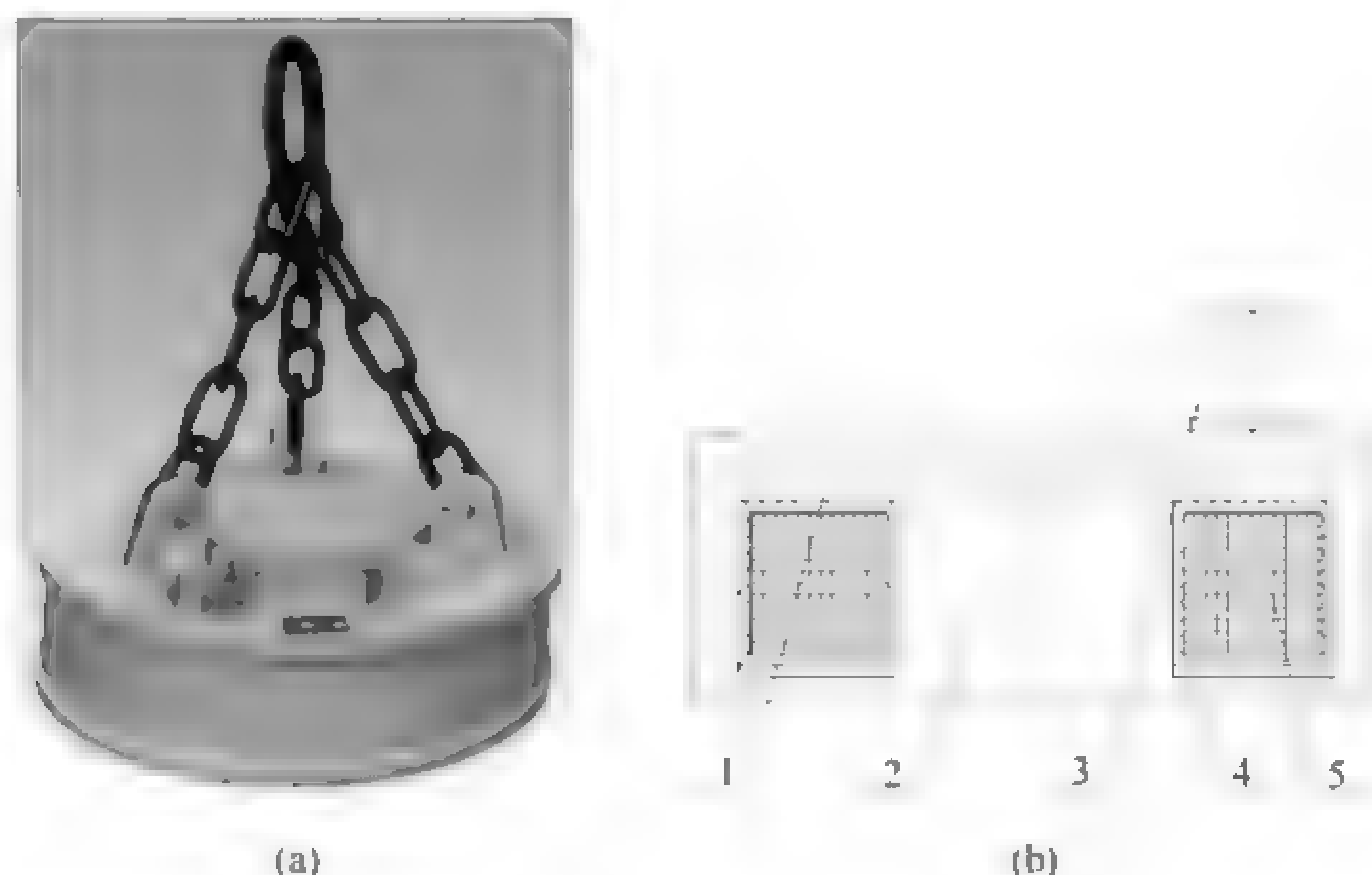


图8-63　电磁吊具
1—主梁结构；2—环形链条；3—电气接线箱；4—电磁吸盘



(a) (b)

图 8-64 电磁吸盘结构

1—轭板；2—铁芯；3—接线盒；4—底板；5—线圈

的密度和表面状况有关。当电磁吸盘在额定通电持续率情况下工作一段时间后，由于线圈电阻发热，会使电磁铁内部温度逐渐升高，并达到热平衡。在温度升高过程中，线圈阻值随之增大，线圈热平衡时达到最大，此时对应的电流为热态额定电流。所以电磁铁在冷态时吸力大，在热态时吸力小。电磁吊具的额定起重量约为

$$F = nF_x \tag{8-37}$$

式中：F——电磁吊具的额定起重量，N；

F_x——一台电磁吸盘的电磁吸力，N；

n——电磁吊具上电磁吸盘的数量，台。

其中，每台电磁吸盘的电磁吸力约为

$$F_x = 4\times 10^5 B^2 S \tag{8-38}$$

由

$$\Phi = BS = \frac{IW}{R_M} \tag{8-39}$$

得

$$F_x = 4\times 10^5\frac{\Phi^2}{S} = 4\times 10^5\Phi B \tag{8-40}$$

式中：B——平均磁通密度，T；

S——磁铁极靴接触面总面积，m^2；

Φ——磁通，Wb；

IW——磁势，A·匝

R_M——总磁阻，A·匝/Wb。

3. 电磁吊具的保磁功能

电磁吊具的控制系统一般安装在起重机上，主要包括控制柜、变压器、整流变压器、声光报警器、操作盒、蓄电池组和保磁控制柜等。电磁吊具须具有保磁功能，且要求停电保磁时间≥20min，以保证突然断电时的安全性。断电时，由备用蓄电池作为应急电源供电。蓄电池应有足够的容量，以保证能有足够的时间将货物安全地放至地面。

4. 电磁吊具通电持续率

电磁吸盘通电吸运物料的时间为 t_1，断电放料后返回原来吸料位置的时间为 t_2。通电以10min为周期，在一个工作周期内，电磁吊具的额定通电持续率为

$$TD = [t_1/(t_1+t_2)]\times 100\% \tag{8-41}$$

一般情况下取TD=50%～60%。若使用时超过了额定通电持续率，会使电磁吸盘的温升过高，从而影响其使用寿命。

5. 电磁吊具的操作要求

工作时，操作起重机先把电磁吊具缓慢地平放在被吸物上，绝对不允许将电磁吸盘用作重锤。放正后，操作励磁开关以励磁线圈。由于电磁吸盘励磁回路的电感很大，使励磁过程进行得较缓慢，因此通电后不能立即起升，应待电流达到额定值后，方可缓慢、平稳地吊运被吸物。否则，吸力将降低。为了防止断电时发生意外的物料脱落，发生重大人身或设备事故，电磁吊具不允许在人及重要设备上方运

行。到达卸物位置后，去掉励磁卸物，并确定电磁吸盘与被吸物完全分离后，再操纵起重机返回原位，此时即完成一个工作周期。

6. 电磁吸盘产品型号与分类

按照不同的性能、规格和结构，电磁吸盘产品的型号与分类如图8-65所示。

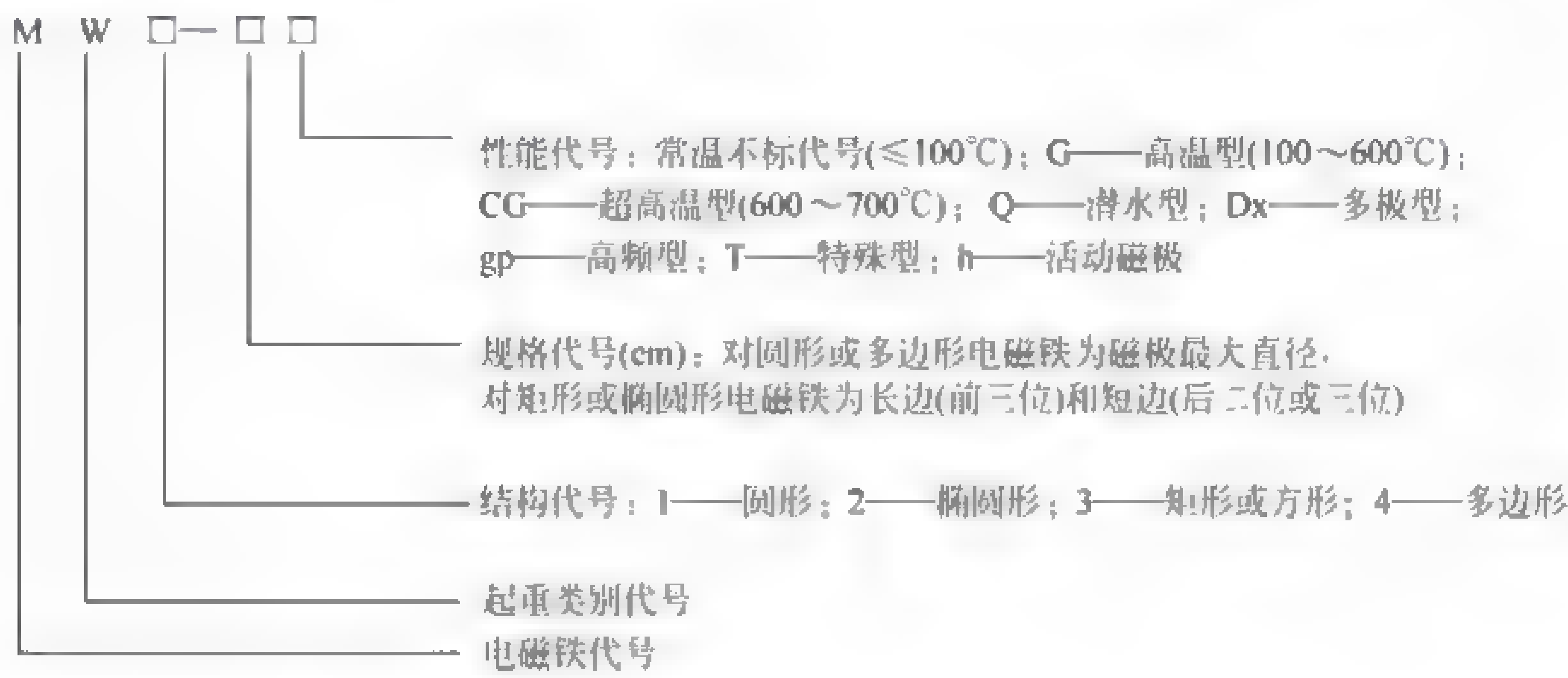


图8-65　电磁吸盘产品的型号与分类

参考文献

[1] 蒋国仁,毕华林. 港口起重机械[M]. 大连: 大连海事大学出版社,1995.
[2] 张质文,虞和谦,王金诺,等. 起重机设计手册[M]. 2版. 北京: 中国铁道出版社,2013.
[3] 阳光. 港口起重运输机械设计选型与使用维护及质量检验标准规范实用手册(第一卷)[M]. 哈尔滨: 北方工业出版社,2007.
[4] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 理工大学出版社,1998.
[5] 交通部水运司. 港口起重运输机械设计手册[M]. 北京: 人民交通出版社,2001.
[6] 上海港机重工有限公司. 港口起重机设计规范[M]. 北京: 人民交通出版社,2007.
[7] 机械工程手册,电机工程手册编辑委员会编,虞和谦主编. 机械工程手册: 物料搬运设备卷[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社,1997.
[8] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社,2007.
[9] 董达善,梅潇. 港口起重机[M]. 上海: 上海交通大学出版社,2014.
[10] 杨长骙. 起重机械[M]. 北京: 机械工业出版社,1982.
[11] 钟永祺. 高塔柱港口轮胎式起重机[J]. 港口科技动态,1989(6): 19-24.
[12] 张笃生. 港口高塔柱轮胎起重机的特点[J]. 起重运输机械,1988(7): 14-17.
[13] 潘志毅,李儒风,王雪飞,等. 港口移动式高架起重机发展现状及关键技术[J]. 港口装卸,2013(2): 5-8.
[14] 程富春. HMK260-E型港口轮胎起重机[J]. 起重运输机械,1992(5): 30-33.
[15] 张国辉,戴强. 港口机械设备的选择[J]. 水运管理,2006,28(2): 13-14.
[16] 符敦鉴,严云福,陈刚,等. 岸边集装箱起重机[M]. 武汉: 湖北科学技术出版社,2007.
[17] 王金诺,于兰峰. 起重运输机金属结构[M]. 北京: 中国铁道出版社,2002.
[18] 董达善. 起重机械金属结构[M]. 上海: 上海交通大学出版社,2011.
[19] 文豪,秦义校,钱勇. 起重机械[M]. 北京: 机械工业出版社,2013.
[20] 王善樵,文豪. 起重机安全保护技术[M]. 北京: 中国铁道出版社,2009.
[21] 文豪,徐格宁. 我国起重机的发展趋势[C]//物流工程三十年技术创新发展之道. 北京: 中国铁道出版社,2010.
[22] 徐格宁. 机械装备金属结构设计[M]. 北京: 机械工业出版社,2011.
[23] 宗蓓华,真虹. 港口装卸工艺学[M]. 北京: 人民交通出版社,2007.
[24] 中交水运规划设计院. 现代集装箱港区规划设计与研究[M]. 北京: 人民交通出版社,2006.
[25] 张德文,谢琛,陈丽昕. 轨道式集装箱门式起重机的技术分析[J]. 港口装卸,2005(5): 43-47.
[26] 张德文. 轨道式集装箱门式起重机门架结构形式的研究[J]. 水运科学研究所学报,2003(3): 18-22.
[27] 张延宗,杨瑞,贾志平. 港口集装箱吊具的形式和应用[J]. 集装箱化,2007(9): 25-28.
[28] 张德文,郝焕启. 集装箱堆场起重机的最新技术发展[J]. 起重运输机械,2007(11): 1-4.
[29] 赵德成. 大型集装箱码头轨道龙门起重机应用新技术[J]. 起重运输机械,2007(9): 7-9.
[30] 张新丽. 浅谈轨道式集装箱龙门起重机发展前景[J]. 中国港口,2003(3): 41-42.
[31] 陆爱国. 轨道式集装箱门式起重机的发展. 港口装卸[J],2008(2): 23-24.
[32] 李书梁. 轨道式集装箱门式起重机的现状[J]. 起重运输机械,2002(1): 5-7.
[33] 张钢. 轨道式集装箱门式起重机在港口的应用[J]. 港口装卸,2004(1): 6-8.
[34] 冯国臣,刁晓峰. 大型集装箱堆场专用轨道式集装箱门式起重机[J]. 港口装卸,2005(5): 93-94.
[35] 胡思唐,饶京川,宋志国,等. 轻型轮胎式集装箱门式起重机[J]. 港口装卸,2004(3): 31-33.
[36] 李海波,饶京川,刘晋川. 节能减排技术在新型轮胎式集装箱门式起重机上的应用[J]. 交通与计算机,2008(7): 303-310.
[37] 曹中恬,李国辉. RTG的发展趋势[J]. 港口装卸,2004(6): 1-3.
[38] 李艳琦. 码头用固定式起重机[J]. 起重运输机械,2012(5): 70-71.
[39] 畅启仁. 散货抓斗[M]. 北京: 人民交通出版社,1991.
[40] 包起帆,胡金汛. 货物抓斗与吊夹装置[M]. 上海: 上海科学技术出版社,2005.

第2篇

港口装卸搬运车辆

第9章

港口牵引车和挂车

9.1 机型分类

港口牵引车通常是指牵引全挂或半挂车，是在码头、货场、仓库或站台上进行水平运输的港口专用搬运车辆。

港口牵引车的工作特点为：工作场地狭窄、弯道多、转向频繁；行驶路面比较复杂，制动、换挡频繁；港口作业一般为三班工作制，整机持续工作时间长，要求发动机散热性能良好，并有一定的功率储备；工作时，一般重载和空载的时间接近相等。

港口牵引车的一个重要特点是没有承载货物的平台，必须与全挂车或半挂车配合使用，或直接牵引可行走设备，只能作为牵引工具，不能单独运输货物。因此港口牵引车只在牵引挂车时才和挂车连接一起，当挂车被拖到指定地点进行装卸货物时，港口牵引车就可脱开这一列挂车而去和别的挂车连接，继续做牵引工作，充分发挥港口牵引车的作用，提高运输效率。采用港口牵引车-挂车方式搬运货物，在一定的条件下往往比采用其他搬运车方式能获得更好的经济效益，因而牵引车和挂车在港口得到较广泛的应用。

通常按牵引挂车的形式、动力大小、动力装置、传动方式、操作方式和驱动轮数配置等对牵引车进行分类。

1. 按牵引挂车形式分类

1）全挂港口牵引车：全挂港口牵引车运送的荷载由挂车自身全部承担，与港口牵引车仅用挂钩连接。港口牵引车不需要承担挂车荷载，只是提供动力克服挂车运行的阻力。

2）半挂港口牵引车：半挂港口牵引车的挂车需要港口牵引车提供一个垂直向上的受力支承点，牵引车除负责提供水平牵引力之外，还需承担一部分的挂车荷载。

2. 按动力大小分类

1）小型港口牵引车：最大牵引力小于25kN的港口牵引车。

2）中型港口牵引车：最大牵引力为25～45kN的港口牵引车。

3）大型港口牵引车：最大牵引力大于45kN的港口牵引车。

3. 按动力装置分类

1）柴油驱动港口牵引车：以柴油为燃料的动力源输出，港口应用将逐渐减少。

2）LNG驱动港口牵引车：以天然气为燃料的动力源输出，排放低，较柴油机更环保，港口应用逐渐增多。

3）电动港口牵引车：以电池或电容为动力源输出，在港口属地无排放，港口应用逐渐增多。又分为：

(1) 锂离子电池：以锂离子电池为动力源输出。优点为续驶里程长，缺点为充电时间长，电池寿命短。

(2) 燃料电池：以燃料电池为动力源输出。燃料电池是直接把化学能转换为电能，所以效率很高，且排出气体的主要成分是水蒸气，具有优越的环保性。

(3) 超级电容：以超级电容器为动力源。优点为充电快、寿命长，缺点为续驶里程短。

4) 混合动力港口牵引车

驱动系统由两个或多个能同时运转的单个驱动系统联合组成的港口牵引车，主要有燃油/电动混合动力和燃油/液压混合动力系统。

4. 按传动方式分类

1) 机械传动港口牵引车。

2) 液力传动港口牵引车。

3) 静压传动港口牵引车。

5. 按操作方式分类

1) 人工驾驶港口牵引车。

2) 无人驾驶(自动导向)港口牵引车。

6. 按车轴数量分类

1) 双轴式港口牵引车：双轴式港口牵引车的双轴一般为4×2型(共4轮，其中2轮驱动)，即后轴为驱动轴，前轴为转向轴。其车身短，轴距小，转弯半径小，机动性好。但由于后轴为单轴，承载能力小，牵引力也小。主要用于40t以下集装箱或件杂货的转运。

2) 三轴式港口牵引车：三轴式港口牵引车的车轴布置一般为6×4型(共6轮，其中4轮驱动)，即后轴为驱动轴，前轴为转向轴或转向驱动轴。主要用于大型集装箱或件杂货的转运。

根据港口的实际工况，目前港口牵引车多采用柴油驱动、液力传动及人工驾驶的方式。

9.2 全挂港口牵引车

9.2.1 概述

1. 构造特点

全挂港口牵引车(见图9-1，以下简称全挂牵引车)是集机械、电子、液压等技术为一体的物料搬运机械，是一种不带承载装置的水平运输搬运车辆，它可牵引全挂车来搬运货物，也可直接牵引其他有运行功能的搬运设备。主要由车身系统、动力系统、传动系统、转向系统、制动系统、油门及熄火操纵系统、液压系统、电气系统、驾驶室及操纵牵引销机构等部分组成。作业时，发动机的动力传给变速箱，通过变速箱将动力经传动轴传到驱动桥(后桥)，以驱动车轮转动，实现牵引或推顶作业。

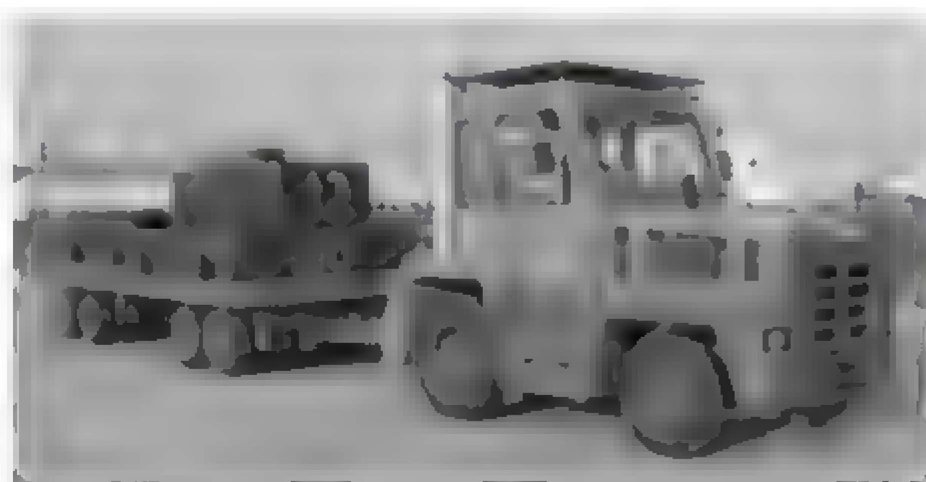


图9-1 典型全挂港口牵引车和挂车

2. 国内外发展现状

长期以来，全挂牵引车使用范围较窄，而且有很多可以替代的产品(如拖拉机、叉车等)，需求量不到叉车的5%。由于受到规模的限制，国产全挂牵引车主要零部件以借用叉车或汽车的资源为主，但由于主功能的差异，借用的某些零部件会发生寿命较短或早期损坏等现象，造成用户认可度更差，从而导致了全挂牵引车长期依赖进口丰田(TOYOTA)、尼桑(NISSAN)、美国哈兰(HARLAN)及TUG等知名品牌的局面。

国内全挂牵引车的发展较为缓慢，生产厂家少。早期国内生产的全挂牵引车牵引力一般为8～35kN。1987年广州港机厂研制出牵引力为45kN的全挂牵引车，开启了国内制造厂对大牵引力全挂牵引车的研发。

随后国内以安徽合力股份有限公司为代表的各个叉车制造厂和部分港口机修厂等专业制造厂先后开发了适合全挂牵引车作业工况的变速箱、驱动桥、转向桥等核心零部件，同时在研发设计、制造工艺、试制试验等方面不断完善、积累经验，使国内全挂牵引车产品技术逐步趋于成熟，产品性能得到很大提高，并逐步形成了系列化、大型化、多品种的全挂牵引车产品生产能力。

9.2.2　主要零部件及系统

1. 动力系统

全挂牵引车的动力形式分内燃机和蓄电池-电动机两大类。根据燃料的不同，内燃机又分柴油机、汽油机和LNG发动机三种，目前全挂牵引车以采用柴油机为主。

正确选择全挂牵引车的动力形式，须从全挂牵引车的工作特点和具体使用条件出发，全面分析各种因素，从性能、使用维护、环保和经济性四方面进行权衡比较。在这四者中，根据具体使用情况的不同，应有所主次。行走是全挂牵引车耗能的主要机构，因此全挂牵引车的动力装置在性能上要首先满足牵引行驶的要求。

综合比较，内燃机更适用于港口码头、货场等区域的作业。其原因是内燃全挂牵引车具有以下优点：不需要充电房，可随时启动作业，作业持续时间长，功率大，爬坡能力强，对路面的要求低，基本投资少，适于港口码头等区域的室外作业。如果采用合适的传动方式，能够获得理想的牵引性能。但内燃全挂牵引车也存在以下不足：运转时有噪声和振动，排放的尾气污染空气，检修较频繁，运营费用较高，整车的使用年限较短。

内燃机驱动的动力系统由发动机、进气系统、排气系统、冷却系统、燃油系统等组成。发动机与传动装置连为一体，发动机支架通过缓冲橡胶垫与车架连接以减少振动，发动机的动力由飞轮通过变矩器等将动力传递给主传动系统。

由于汽车发动机重量轻，结构紧凑，目前在内燃全挂牵引车上大多采用汽车发动机作为动力装置。汽车发动机用于全挂牵引车时，应考虑到全挂牵引车作业的以下特点：

(1) 全挂牵引车的行驶速度比汽车低，在相同的路面条件下，发动机吸入空气的含尘量比汽车大。

(2) 发动机前端应有功率输出装置，以便驱动液压系统液压泵。该功率输出装置也可设置在液力变速箱上。

(3) 全挂牵引车满载行驶时，最高车速一般不超过30km/h，空气阻力不大，通常忽略不计。而汽车高速行驶时，空气阻力是主要的阻力。因此可以认为，全挂牵引车满载高速挡匀速行驶时所受的阻力，基本上仍是道路阻力。

在全挂牵引车上使用汽车发动机时，必须注意加强发动机的冷却效果和合理利用发动机的功率。加强发动机冷却效果的措施有：增大风扇直径，增加叶片数目，加大叶片扭角和叶片刚度，加装集风罩，增加散热器的散热面积，提高风扇转速等。

用于全挂牵引车的发动机，风扇的合理转速为曲轴转速的1.2倍。过高的风扇转速会产生过大的噪声。散热器的平均散热面积应比载重汽车大20%以上。风扇叶片数目以6～10片为宜。

汽车发动机的额定功率是按照汽车行驶工况标定的，一般是15min功率。全挂牵引车的作业特点，要求发动机的功率按1h标定。因此，在全挂牵引车上使用汽车发动机时，只能取发动机原额定功率的90%作为全挂牵引车发动机的额定功率，否则将影响发动机的正常使用寿命。实践表明，全挂牵引车用发动机的额定转速以2000～3000r/min为宜。

2. 传动系统

由于全挂牵引车发动机的转速高，扭矩小，而全挂牵引车的行驶速度较低，驱动轮的扭矩较大，因此在发动机和驱动轮之间配有减速增矩作业的传动装置。当港口牵引车在不同负荷和不同作业条件的情况下工作时，传动装置必须保证港口牵引车具有良好的牵引性能。对于内燃全挂牵引车，由于发动机不能反转，全挂牵引车倒退行驶必须依靠传动装置实现。

传动装置的类型对全挂牵引车的总体布置、行驶性能、加工制造和使用维修等都有很大的影响。在确定其传动方式时，应根据使用要求、需要的牵引性能、传动功率、操纵使用和维修保养的方便性，以及零部件制造工艺性等，综合地加以考虑。

1）内燃全挂牵引车的传动方式

内燃全挂牵引车的传动方式有三种：机械式、液力式和静压式。

内燃全挂牵引车的机械式和液力式传动装置，动力都是集中传递，最后通过驱动桥的差速器传给左右两侧的车轮，这种传动方式又称为集中传动。静压传动的内燃全挂牵引车，除了集中传动的方式外，还可以取消差速器，驱动桥左右两侧的车轮各由独立的传动装置驱动，这种传动方式称为分别传动。

（1）机械式传动

图 9-2 所示为内燃全挂牵引车机械式传动示意图，由摩擦式离合器、齿轮变速箱、传动轴和驱动桥（主传动、差速器和半轴）组成。发动机传给驱动轮的扭矩的改变、全挂牵引车行驶方向的改变，都是依靠手动换挡的变速箱实现的。变速箱排挡数目主要视全挂牵引车的牵引重量、行驶速度和发动机的功率而定。机械式传动只具有有限数目的传动比，因此只能实现有级变速。机械式传动的内燃全挂牵引车牵引特性与理想牵引特性的比较见图 9-3。

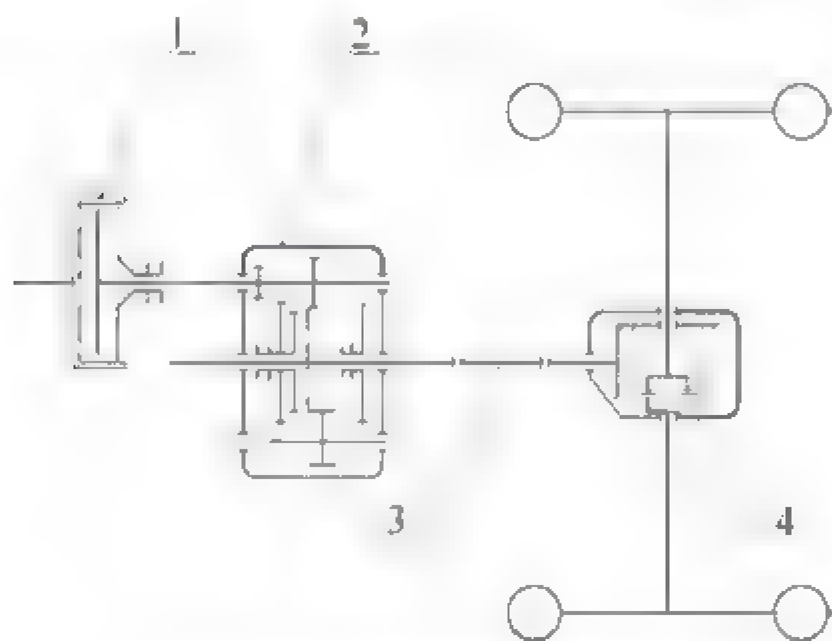


图 9-2 内燃全挂牵引车机械式传动示意图
1—离合器；2—变速箱；3—传动轴；4—驱动桥

机械式传动的优点是传动效率高（直接挡达 90%，其他挡位为 80%～85%），构造简单，工作可靠。

（2）液力式传动

图 9-4 所示为内燃全挂牵引车液力式传动（或称动液压传动）示意图。它与机械式传动在构造上的主要不同之处，是用液力变矩器代替了机械摩擦式离合器（甚至变速箱）。液力变矩器能在较广的范围内和在有负荷的情况

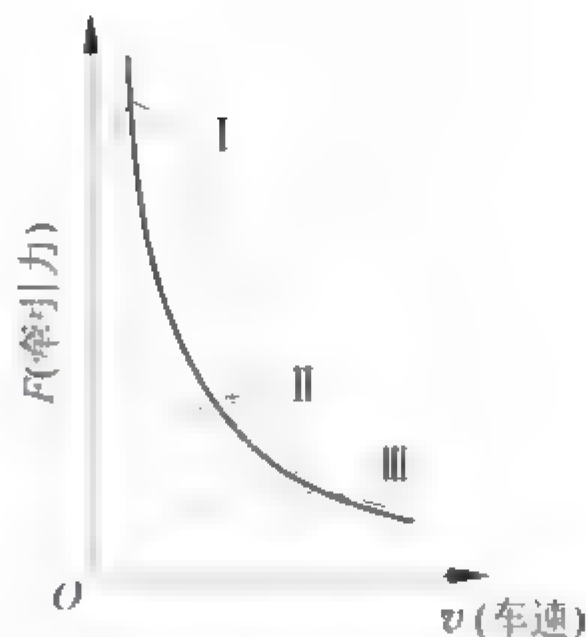


图 9-3 机械传动全挂牵引特性与理想牵引特性比较
Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ—变速箱排挡数

下，无级地改变传动比和变矩比（或称变矩系数）。当全挂牵引车起步时，液力变矩器的从动轴转速为零，而主动轴的转速等于发动机的曲轴转速，此时的传动比为无限大，变矩比也最大（为 2～4），这就使全挂牵引车的启动加速度增大，从而提高全挂牵引车的作业效率。随着行驶阻力逐渐减小，变矩器从动轴的转速逐渐增加，变矩比也随之减小，最后当变矩器以耦合器工况工作时，变矩比为 1。

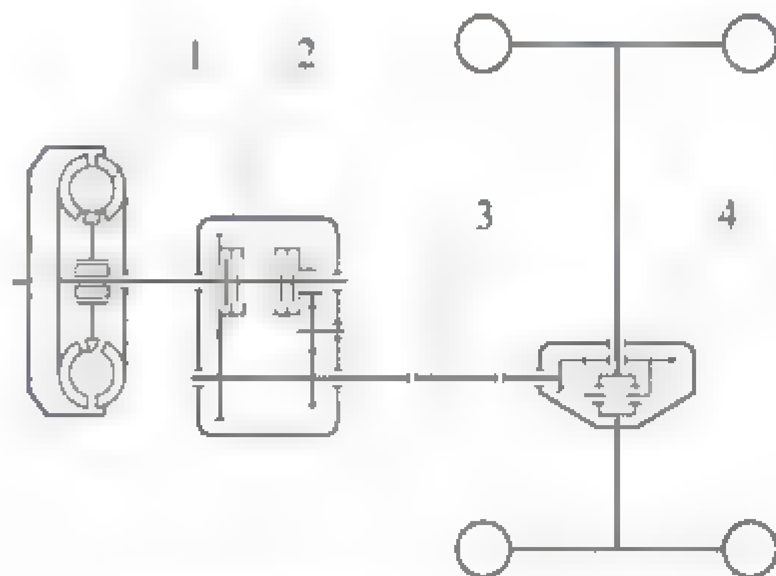


图 9-4 内燃全挂牵引车液力式传动示意图
1—液力变矩器；2—变速箱；3—传动轴；4—驱动桥

由于内燃全挂牵引车使用工况复杂，道路条件变化很大，经常需要前后方向行驶和发动机急速停车，因此单靠液力变矩器还不能完全解决问题，必须在液力变矩器之后，再加一套有级的机械式变速箱（一般采用液压换挡），这就是目前应用最广的液力机械式传动。它使变矩范围更加扩大，更加简单。

内燃全挂牵引车液力式传动的牵引特性见图 9 5。

液力式传动具有以下优点：

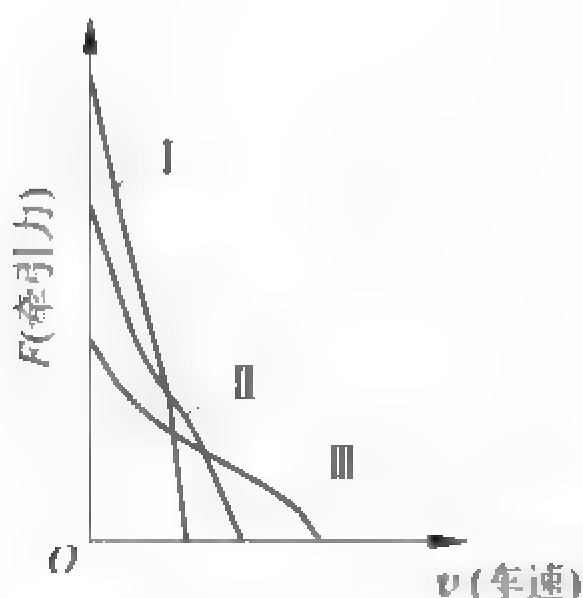


图 9-5　内燃全挂牵引车液力式传动的牵引特性
Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ—变速箱排挡数

① 液力变矩器输出扭矩的变化曲线与理想的全挂牵引车牵引特性甚为接近。

② 由于发动机曲轴与驱动轮之间不是刚性连接，在外载荷突然增大时，可以保护发动机不致过载或熄火。

③ 液力变矩器能使发动机不在燃料经济性差的低转速、低功率工况下工作。

④ 采用液力变矩器能在牵引力不中断的情况下实现平稳的自动换挡，这对作业时需要经常停车起步、频繁换挡的工况来说，提高了作业效率，简化了操作，减轻了驾驶员的劳动强度，降低了对驾驶员操作熟练程度的要求。

液力式传动的缺点是，传动效率较机械式传动的低。采用液力变矩器以后，全挂牵引车起步时不能利用飞轮的动能，降低了用发动机制动的效果。

(3) 静压式传动

全挂牵引车的静压式传动(或称容积式传动)主要由液压泵和液压马达组成。根据不同的液压泵和液压马达的组合，可以使全挂牵引车获得各种不同的牵引特性。最理想的情况是采用变量泵和变量马达。目前，在静压传动的全挂牵引车上，较多地使用变量泵和定量马达。静压式传动十分接近理想的无级传动。

在全挂牵引车静压式传动中，不宜采用定量泵-定量马达的系统，因为它不能发挥静压式传动的优越性。定量泵-定量马达实质上是一种具有定值速比的传动$\left(\text{其传动比等于液压马达和液压泵二者排量之比，即 } i=\frac{q_{泵}}{q_{马达}}\right)$，除了改变发动机的转速从而改变液压泵流量以外，作为传动装置本身，它不具备变速的特性。

静压式传动能使传动系统大大简化，它能取消机械式和液力式两种传动装置中的转动轴和差速器。使用低速大扭矩马达作为车轮马达时，还可以不用减速器。在分别传动的全挂牵引车上，液压马达并联工作完全具有差速器的性能。如果液压马达并联，其排量不变，总输出扭矩将为单个马达最大扭矩的2倍。当液压马达转换为串联连接时，在液压泵流量不变的情况下，车轮扭矩减半，但全挂牵引车行驶速度可提高一倍。

内燃全挂牵引车机械式、液力式和静压式三种传动形式的比较见表9-1。

表 9-1　内燃全挂牵引车三种传动形式比较

传动形式	机械式	液力式	静压式
效率	高	较低	较低
变速性能	差	好	好
操纵难易	较难	易	易
零件数目	较少	多	少
加工精度	低	较低	高
体积和重量	较重	重	轻
维修方便性	好	较好	差
寿命	较长	长	短

液力式传动和机械式传动是目前内燃全挂牵引车主要的传动方式。为了改善全挂牵引车的牵引性能，简化操作，提高牵引效率，全挂牵引车多采用液力式传动。

2) 常用的液力式传动系统

液力式传动系统由变速箱、传动轴、驱动桥和车轮组成。

(1) 变速箱

变速箱由变矩器、动力换挡变速箱和操纵阀组合而成，具有以下特点：

① 液力离合器具有较好的耐久性；

② 所采用的变矩器带有单向离合器，因此传动效率较高；

③ 在变矩器油路中装有滤油器，提高了油的清洁度，延长了变矩器的使用寿命。

通常对于三元件的变矩器，是由装在输入

轴上的泵轮、装在输出轴上的蜗轮和固定在变矩器壳体上的导轮组成。变矩器通过弹性板与发动机飞轮连接，随着发动机一起转动。变矩器内装有单向离合器、蜗轮、泵轮和导轮，变矩器内部充满传动油。泵轮端部有齿轮与供液压泵的主动齿轮相啮合，以带动供液压泵。蜗轮与变速箱输入轴用花键连接，起着传递动力到液力离合器的作用。

变速箱内装有液力离合器，湿式多盘离合器一侧的主动齿轮与其相应的被动齿轮相啮合，后退挡离合器一侧的主动齿轮则与其相对轴齿轮啮合。变矩器-变速箱的动力传递流程如下：蜗轮→输入轴→离合器鼓→钢制隔片→烧结制摩擦片→挡位齿轮→输出轴。

操纵阀安装在变速箱壳体上，换挡滑阀均装在阀体内。液力离合器溢流阀用来调节变速箱内离合器的油压，而变矩器的溢流阀用来调节流入变矩器的油压。变速箱内离合器用的油压由其主溢流阀调到1.2～1.5MPa，用于变矩器的油压由变矩器溢流阀调到0.5～0.7MPa，随后，压力油才到达变矩器叶栅，压力油经过油冷却器冷却后润滑离合器组，然后通过滤油器返回油箱，如此进行循环。当换挡杆处于前进或后退位置，由于调节阀的作用，油进入蓄压器，在离合器开始作用到完全压合至一起期间，油压逐渐升高。当蓄压器内充满了压力油，油压剧烈升高，使液力离合器达到完全啮合。当前进挡或后退挡离合器工作时，另一种离合器处于分离状态，从冷却器来的油润滑它，以防各片之间粘连。与叉车不同的是，全挂牵引车控制阀上一般不装微动阀。

传动系统不应有异常噪声，变速箱不允许有自动脱挡、窜挡、滞排现象，动力换挡应平稳无冲击。

(2) 驱动桥

全挂牵引车一般为前桥转向，后桥驱动。

驱动桥由差速器、终端减速器、行车制动器等组成。驱动桥一般通过钢板弹簧与车架相连，而钢板弹簧通过骑马螺栓与驱动桥相连。

差速器由差速器壳、齿圈和主动小齿轮等组成，它们都装在差速器壳内。差速器壳为剖分式，左、右差速器壳用螺栓连接，其内装配着半轴齿轮和行星齿轮，这两种齿轮是相互啮合的。主动小齿轮轴由两只装在轴承座内的圆锥滚子轴承支承。轴承座则通过垫片和填料与主减速器壳固定。齿圈是螺旋伞齿轮式，用螺栓固定到减速器壳上。从变速箱传来的动力由于小齿轮和齿圈的减速而降低。

终端减速齿轮包括一只太阳齿轮，一组行星齿轮和一只内齿圈，两套终端减速齿轮分别装置在驱动桥的两端。太阳齿轮用花键装在半轴上并用弹簧挡圈挡住，行星架装在轮壳上，装在行星架内的一组行星齿轮轴上分别装着一组行星齿轮，内齿圈装在驱动桥壳上。当太阳齿轮旋转时(即半轴转动)，转动就传递给内齿圈和行星齿轮，但是，由于内齿圈是固定在驱动桥壳上，因此，行星齿轮就围绕太阳齿轮旋转，同时还在自转。行星齿轮装在行星齿轮架上而该支架又与轮壳相连，轮辋也与轮壳相连，这样，半轴转动的动力就带动车轮产生转动。

(3) 车轮

车轮由轮辋和轮胎构成。轮胎一般为充气轮胎。对开式轮辋上装有充气轮胎时，结构上应保证车轮从车上拆下后，方能松动轮辋螺栓。

3. 制动系统

全挂牵引车的制动系统分为行车制动系统和驻车制动系统。

全挂牵引车行车制动系统按助力形式不同分为动力制动、真空助力制动和气制动三大类；按油路回路方式不同分为单回路制动和双回路制动两大类。随着物流工况的多样性和安全性要求的提高，双回路湿式制动是未来的发展趋势。

全挂牵引车多采用动力单回路制动形式(见图9-6)，可以是两轮制动，也可以是四轮制动。

动力单回路制动系统由制动踏板、制动阀、液压泵、蓄能器、管路及行车制动器等组成。供给制动泵的油压，根据制动踏板的踏板

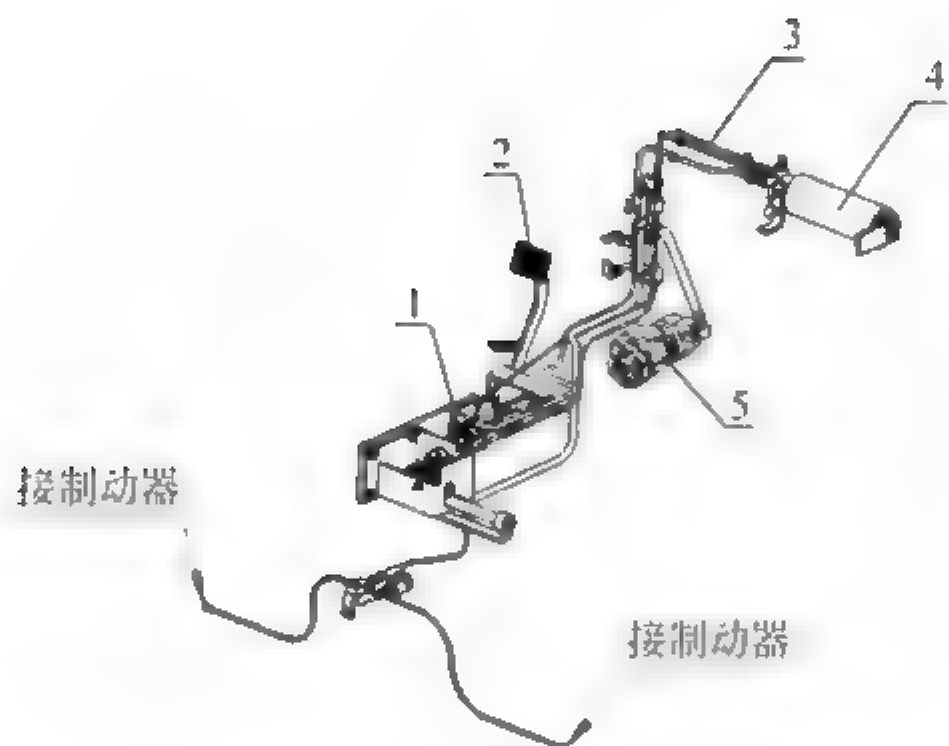


图 9-6　动力单回路制动形式

1—制动阀；2—制动踏板；3—管路；4—蓄能器；5—液压泵

力进行控制，将力传递到制动器的分泵，从而进行制动。

制动踏板通过支架安装在车架的左侧(方向盘右侧)，制动踏板动作通过连杆推动活塞，使踏板力与油压进行交换。

制动阀压力油依靠踏板的操作，产生阻尼抵抗的油压，其动作包括打开动作和安全动作。

蓄能器作为在发动机或泵出现问题时的辅助动力源，多采用弹簧式和气囊式两种。蓄能器的主要功能是实现系统保压、补充泄漏、缓和冲击及吸收压力脉动，保证正常行车状态制动可靠性及发动机或泵出现问题时有多次全行程有效制动，提高重载行车安全性。

行车制动器分为鼓式制动器和盘式制动器，目前全挂牵引车两种制动器都普遍采用。为维护调整方便，一般选用带间隙自动调整装置或对称平衡式制动器。

驻车制动器装在驱动桥的输入端，一般为钳盘式制动器，满足在坡道上驻车的需要。

全挂牵引车用制动器的性能应符合 GB/T 18849—2011 的规定。当牵引的全挂车在大于10%的坡道上运行时，在设计上应考虑挂车具有制动功能。

4. 油门及熄火操纵系统

发动机通过油门拉索与油门踏板连接，油门踏板用来控制发动机的转速(见图 9 7)。

发动机的熄火有两种方式：

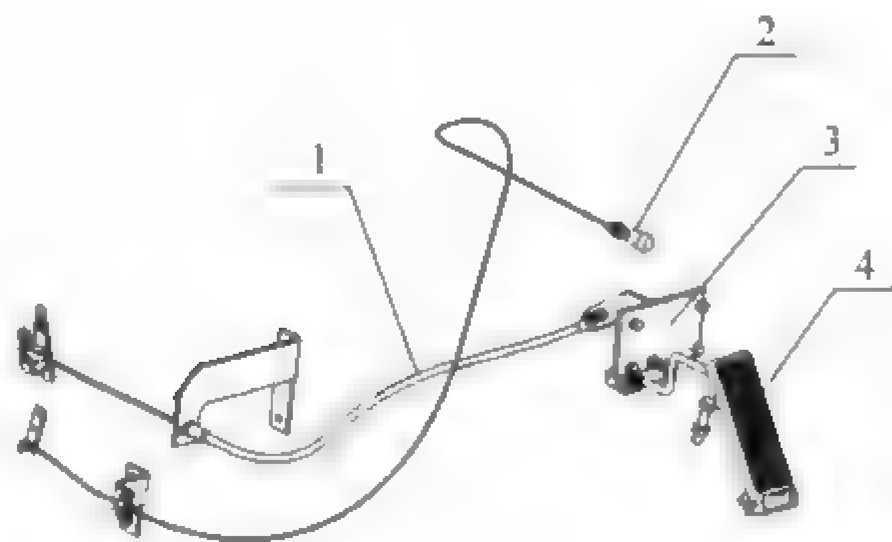


图 9-7　油门及熄火操纵系统

1—油门拉索；2—熄火装置；3—操纵支架；4—油门踏板

(1) 用安装在仪表架上的按钮通过拉索与发动机连接实现发动机熄火；

(2) 电熄火装置，即钥匙置于启动开关的OFF(关)挡实现发动机熄火。

5. 转向系统

全挂牵引车多采用动力转向。动力转向系统主要由方向盘、转向轴、转向器、转向桥等组成(见图 9-8)。转向轴通过万向节与转向器连接，转向管柱可以前后倾斜到适当的位置。当驾驶员转动方向盘打开全液压转向器相应油路，根据方向盘转角的大小，来自转向泵定量的压力油通过全液压转向器，流入转向液压缸，在转向梯形传递力的作用下，转向车轮偏转相应角度，实现转向。

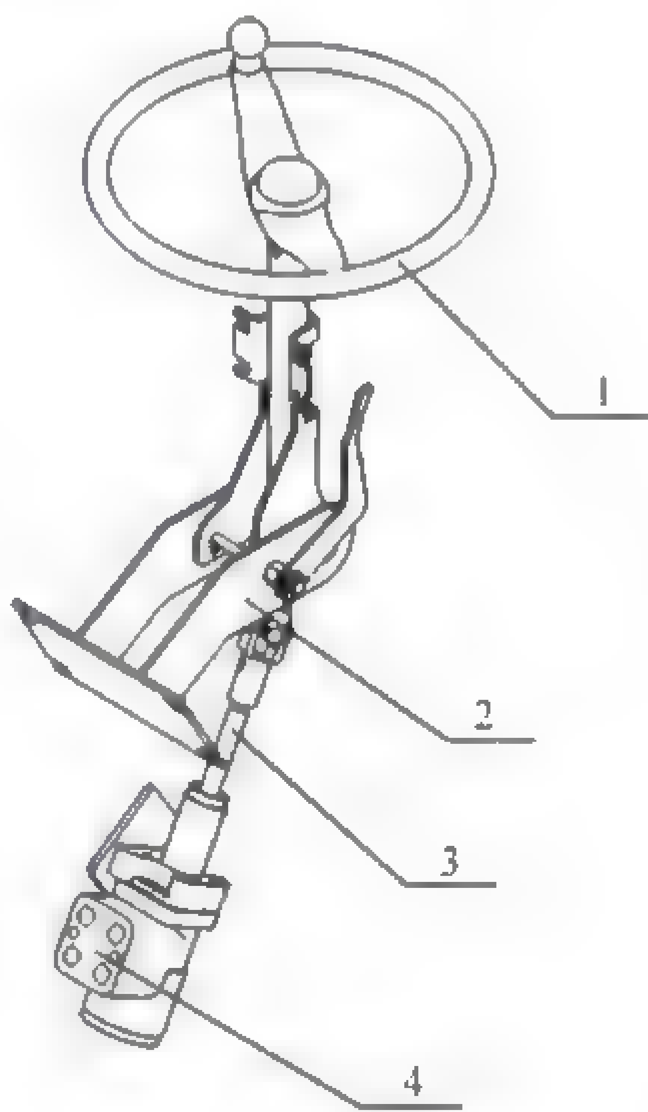


图 9-8　转向系统

1—方向盘；2—转向桥；3—转向轴；4—转向器

全液压转向器可根据方向盘回转的角度大小定量地将稳流阀来的压力油通过管道传递给转向液压缸。当发动机熄火时，液压泵不供油，则可由人力转向。

转向桥一般采用箱形横断面的焊接结构形式，由转向桥体、转向液压缸、连杆、转向节、轮毂和转向车轮等组成（见图9-9）。转向梯形一般采用曲柄滑块机构，压力油由转向液压缸活塞杆通过连杆推动转向节转动，使转向轮偏转，从而实现转向。转向桥通过钢板弹簧连接到车架上。

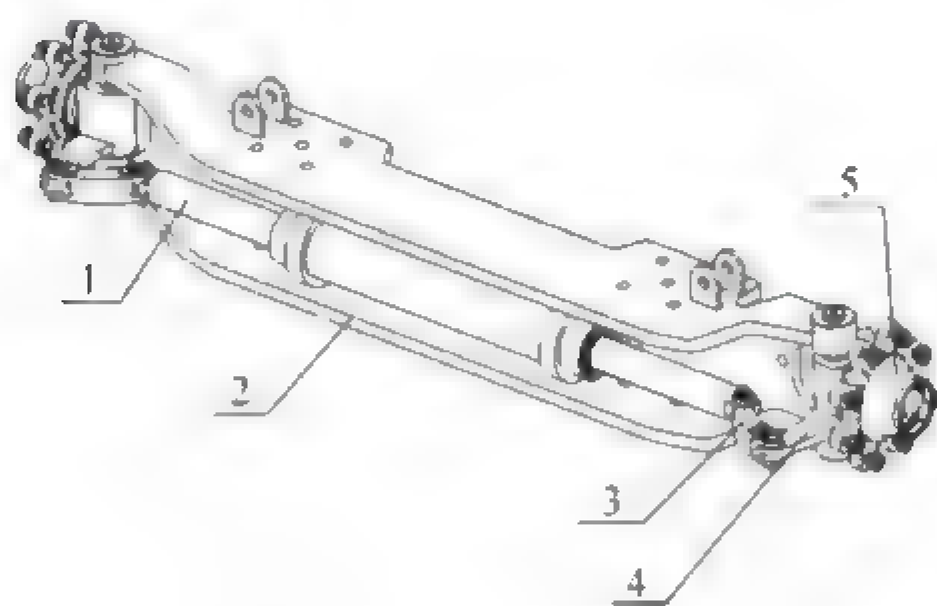


图9-9 转向桥
1—转向液压缸；2—转向桥体；3—连杆；4—转向节；5—轮毂

左、右转向节总成通过两个推力轴承支承在轮毂上，轮辋装在轮毂上；轮毂上装有油封，以防润滑油脂溢出。转向节与转向桥桥体上下凸台间装配平面推力轴承，下面可由垫片调整转动间隙，上下凸台内孔装有转向主销并由上下滚针轴承支承，下面有油封密封；主销上下端面装有油嘴通过主销内孔对所有轴承进行润滑。转向节总成和主销间有锁紧销固定。

转向液压缸为双作用活塞式，活塞密封件采用支承环和“O”形密封圈的组合密封，通过两侧缸体把转向液压缸固定在转向桥体上。

6. 液压系统

液压系统由液压泵、动力转向油罐、高压油管、低压油管、接头等组成（见图9-10）。液压泵由发动机或变速箱上的PTO动力输出口驱动，给转向和制动系统提供动力。液压系统的保养在于定期更换滤清器，保证液压油的清洁，检查各连接部位的紧固程度，密封圈是否

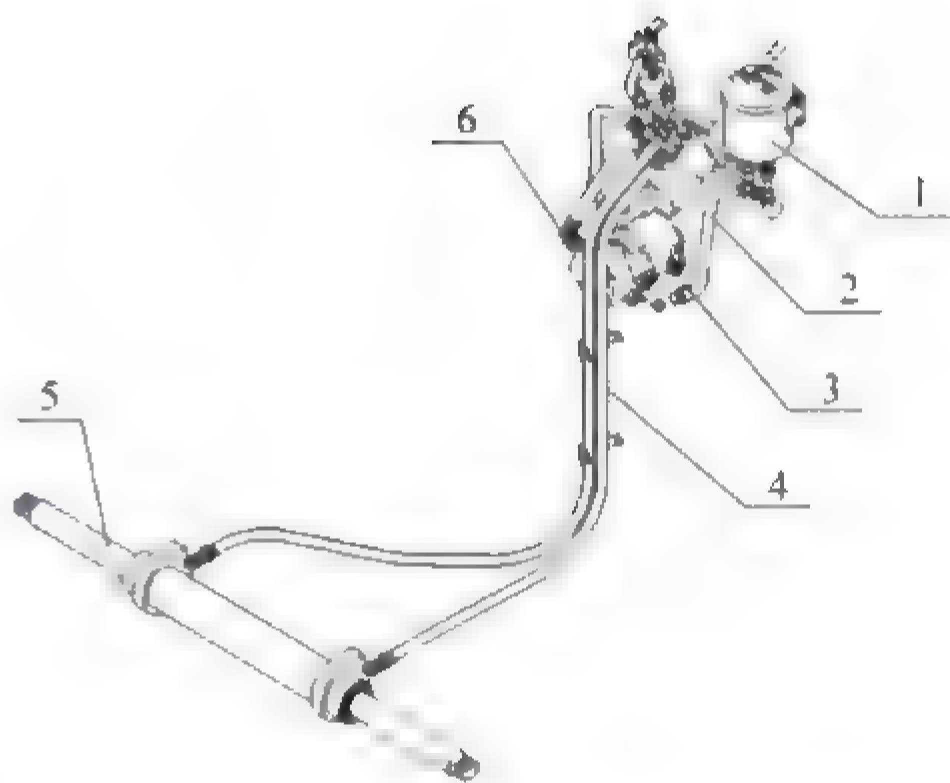


图9-10 液压系统
1—动力转向油罐；2—低压油管；3—液压泵；4—高压油管；5—转向液压缸；6—接头

磨损，防止各接头漏油等。

全挂牵引车用软管、硬管和连接件应能承受液压回路3倍的额定工作压力1min而不破裂且无异常现象。所有的液压系统都应装有安全阀，如果该阀是可调的，它应具有防止意外松动和未经批准而被调整的设施或警示标识。

7. 车身系统及驾驶室

车身系统由车架、机罩类、底板类、平衡重等组成。

车架是支承全挂牵引车各个部件并传递工作载荷的承载结构，主要有边梁式和箱形两种。边梁式车架有2根由钢板和型钢焊成的纵梁，分置于全挂牵引车的两边，它是车架承载的主体。根据部件的需要，在纵梁之间焊接若干横梁，增加了车架的刚度。箱形车架是以纵梁隔板焊成左右2个箱形结构，其特点是刚度大、箱体可兼作油箱。全挂牵引车车架多采用箱形车架。

一般在车架前后适当位置上布置一定质量的铸铁平衡重，以保证运行时全挂牵引车驱动桥有足够的负荷来产生地面附着力和保证转向桥工作平稳。

驾驶室一般采用薄板焊接结构。驾驶室视野应良好，驾驶室双侧开门，装有门锁，门上玻璃可以推拉开启。主结构前立柱上设有后视镜；前挡风玻璃可以向上转动开启，前挡风

玻璃设有雨刮器。驾驶室内部做隔声隔热装饰处理,驾驶室与车架相接处采用防震软垫。驾驶室内设主驾驶和副驾驶座椅,主驾驶座椅能够调节前后位置,后靠背角度可调。驾驶室内部放置一套干粉灭火器。

驾驶室前盖板为整体结构,可向上转动翻起,采用气弹簧和顶杆形式,以便长时间翻起时,撑起顶杆顶住前盖板。

8. 悬架装置

全挂牵引车前、后悬架装置一般均采用矩形钢板弹簧,为非独立悬架装置。前悬架装置装有双向液力筒式减振器,两端通过橡胶衬套分别固定在前桥和车架上。前悬架采用铰接和吊耳将钢板弹簧固定在车架上(见图 9-11(a))。后悬架的前端采用铰链结构固定在车架上(见图 9-11(b)),后悬架的后端采用滑板结构,结构简单,重量轻,拆装方便,可延长弹簧的使用寿命。

悬架装置保养时应在后钢板与滑板之间涂一些润滑脂,以减小钢板弹簧与滑板的磨损。在装车时一次性注入润滑油后,铰接处钢背轴承都有免维护自润滑的功能。应经常检查前后钢板弹簧的骑马螺栓有无松动,如有松动,应在重载之下拧紧,否则容易造成钢板弹簧在中间断开、中心螺栓折断或车架与前后轴错位。

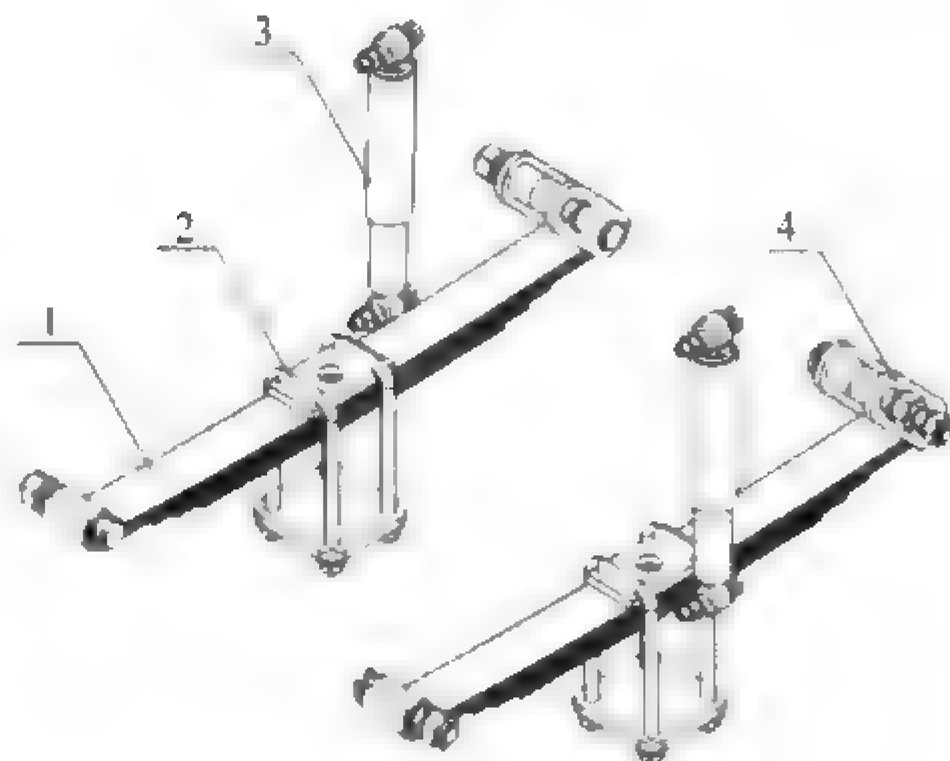
减振器的作用是衰减全挂牵引车的振动,改善全挂牵引车行驶的平顺性并延长钢板弹簧、车身、车架等零部件的使用寿命。减振器在使用过程中一般不需要进行调整,如损坏,应作总成更换。

9. 电气系统

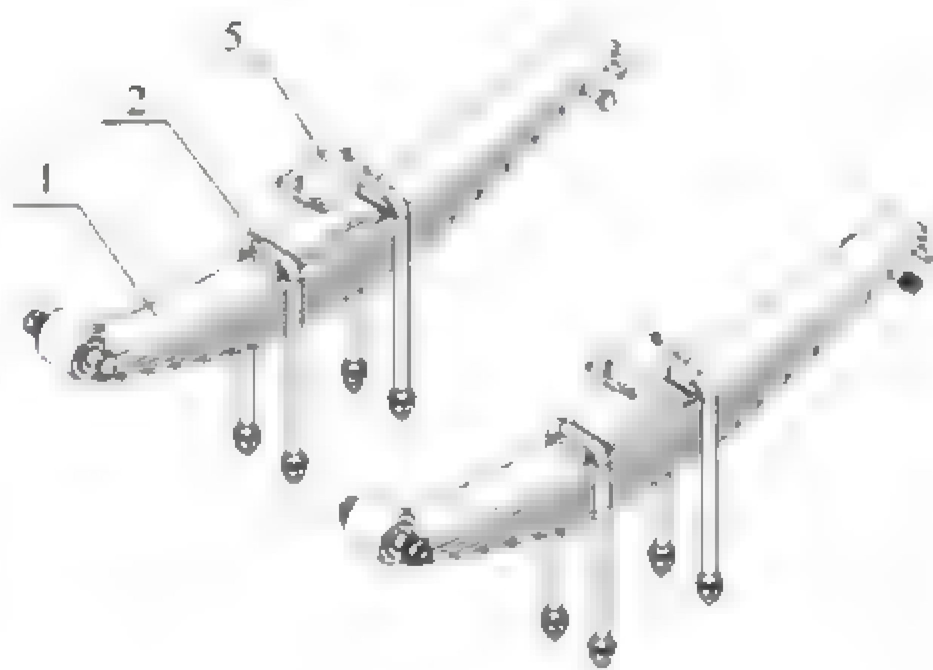
电气系统主要由充电系统、启动系统、组合仪表、照明信号设备、蓄电池等组成。电气系统应保证良好的绝缘,控制部分应灵敏可靠。根据使用场所要求,信号和照明装置应至少包括前照灯、制动灯、转向灯、倒车灯、示宽灯。

1) 充电系统

充电系统由发电机(内置电子调压器)、蓄电池、充电指示灯等组成,提供全挂牵引车用电设备的电源电压:DC12V 或 DC24V。



(a) 前悬架



(b) 后悬架

图 9-11 悬架装置
1—钢板弹簧;2—骑马螺栓;
3—减振器;4—吊耳;5—限位块

2) 启动系统

启动系统主要由预热系统、启动开关、控制线路、启动电动机组成,其功能是启动发动机。

启动电动机每次工作时间不应超过 5s,二次启动之间的间隔不少于 10~20s。当启动电动机连续几次不能启动时,应对发动机的配气系统、燃油供给系统等进行检查,排除故障后再启动,否则长时间的使用启动电动机将会导致启动电动机过热烧毁和蓄电池过度放电损坏。

3) 组合仪表

组合仪表包含小时计、燃油表、水温表以及充电、油压、油水分离、空滤、空挡及左右方向指示灯等(见图 9 12)。

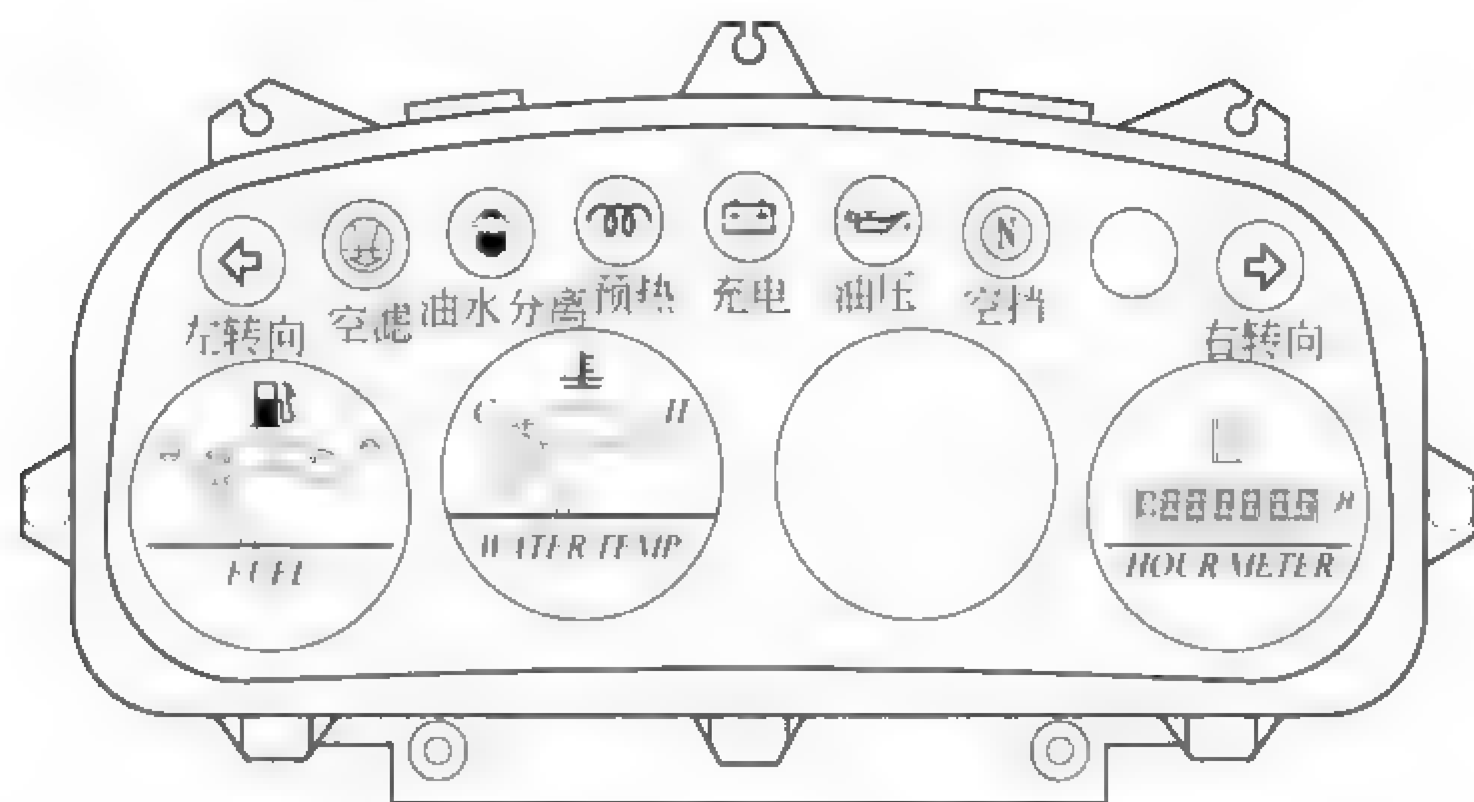


图 9-12 组合仪表

(1) 油压指示灯。发动机启动前，启动开关先打到通电挡，这时油压指示灯亮；待发动机启动后，即自动熄灭。若发动机工作途中油压指示灯亮，则说明发动机油压过低润滑不好，应停车检查。

(2) 充电指示灯。发动机启动前，启动开关先打到通电挡，这时充电指示灯亮；待发动机启动后，即自动熄灭，表示发电机正常工作。若车辆运行途中充电指示灯始终亮，应及时检查发电机是否损坏，避免蓄电池过放电，造成车辆不能正常工作。

(3) 燃油表。燃油表表示油箱中燃油的储存量。油量表指示器采用置针式，即断电后指针仍指在指示相应油量的位置。表盘从满油到空油一般有 5 个刻度，当燃油表指针低于 1/4 刻度时，表示油箱中燃油的存储量已经偏低，需要及时给油箱加油。

(4) 水温表。显示水箱中的水温，指示器采用指针式，显示范围一般为 75～110℃。

(5) 小时计。发动机启动后小时计开始工作，并具有累计功能。

(6) 空挡指示灯。挡位在空挡时指示灯亮，这时发动机可以启动。

(7) 空滤指示灯。正常工作时长灭。若启动开关在通电状态下指示灯常亮，说明空滤器中灰尘沉积过多，需清洗或更换滤芯，保证空滤器正常工作。

(8) 油水分离器指示灯。发动机工作过程中，若该指示灯点亮，则表示油水分离器中沉淀的水超过警戒线，需将油水分离器中的水排除。水排除后，指示灯熄灭。

(9) 预热指示灯。发动机预热时，该指示灯亮，表示预热系统工作正常。

4) 照明信号设备

包括各种照明、信号灯和喇叭、蜂鸣器等。电喇叭为短时负载工作制，不能长时间连续使用，以免影响其使用寿命。

5) 蓄电池

多采用免维护铅酸蓄电池，全部使用期无须补水加液。应定期清除容器上污物，以免产生自行放电。经常检查蓄电池端子接线是否可靠，防止接触不良打火引起蓄电池爆炸。

10. 挂钩装置

为适应牵引与顶推挂车的需要，在其车体前面装有坚固的护板，尾部装有半自动挂钩装置。该挂钩装置有一喇叭形张开口，当全挂车的拖挂杆伸入其中时，驾驶员可在驾驶室内通过搬动操纵杠杆，将销轴插入拖挂杆孔中，从而完成与全挂车的挂钩组合动作；当全挂牵引车与全挂车分离时，同样只需驾驶员搬动操纵杠杆，把插销拔出，全挂牵引车往前开动即可使两者脱钩分离。

全挂牵引车拖挂装置牵引挂钩的设计应保证结合和脱开安全、简便，能防止使用中突然脱钩。

9.2.3　应用范围

全挂牵引车的应用范围主要包括以下几方面。

(1) 全挂牵引车的主功能是牵引全挂车运输货物,适用于港口、船舶、冶金和机车制造等各类平面运输物流场所的牵引作业,适合较长距离(相对叉车物流搬运距离)的物流搬运。

(2) 全挂牵引车可用于推顶作业实现集装箱、钢结构件等物体较小距离的移动或变向。

(3) 全挂牵引车也可用于牵引其他工业车辆、起重机械等作业场合。

9.2.4　主要技术性能参数及产品选用

1. 主要技术性能参数的确定

全挂牵引车的技术参数主要说明其结构特征和工作性能。技术参数分性能参数、尺寸参数和重量参数三种。其中最大挂钩牵引力、额定挂钩牵引力、额定牵引质量、最大运行速度、最大爬坡度、最小转弯半径等属于性能参数;最小离地间隙、轴距、轮距、外形尺寸等属于尺寸参数;自重、桥负荷等属于重量参数。在以上参数中,最大挂钩牵引力、额定挂钩牵引力、额定牵引质量、最大运行速度、最小转弯半径、最小离地间隙、轴距、外形尺寸、自重等,是全挂牵引车的主要技术参数。

轮胎是底盘的重要组成部分,动力装置的参数与牵引性能有密切关系,在产品说明中,它们都以全挂牵引车组成部分的技术规格形式列出。

在产品说明书中,以部件技术规格的形式列出的还有:液压系统液压泵、传动方式、转向方式及制动方式等。

1) 最大挂钩牵引力(F_{max})

发动机发出的扭矩,经过减速传动装置,最后在驱动轮轮周上产生切向力,称为轮周牵引力。轮周牵引力 $F_{轮}$ 在克服全挂牵引车行驶时本身遇到的外部阻力 F_r 以后,在尾部的挂钩上净余的牵引力,称为挂钩牵引力 $F_{钩}$。轮周牵引力与挂钩牵引力的关系为

$$F_{钩} = F_{轮} - F_r \tag{9-1}$$

轮周牵引力 $F_{轮}$ 通过计算求得。发动机输出功率为定值时,轮周牵引力与全挂牵引车行驶速度成反比。当原动机输出最大扭矩,全挂牵引车以最低挡速度行驶时,轮周牵引力最大。最大轮周牵引力不能大于驱动轮与地面的黏着力,否则,驱动轮将发生打滑现象。

全挂牵引车的后桥是驱动桥,行驶时,后桥负荷 G_b 大,黏着力大,此时,最大轮周牵引力一般取决于原动力的扭矩和总传动比。空车行驶时,黏着力小,最大轮周牵引力一般受黏着力的限制。

当全挂牵引车在水平坚硬的良好路面上以低速挡匀速行驶时,全挂牵引车的外阻力仅为数值很小的滚动阻力,此时的挂钩牵引力最大。挂钩牵引力 $F_{钩}$ 可由计算求得或通过试验测出。

在全挂牵引车和负荷挂车之间装置拉力传感器,负荷挂车挂钩中心离地高度应与全挂牵引车挂钩中心离地高度一致,全挂牵引车以最低挡最大运行速度行驶,稳定后,用负荷挂车加载,使全挂牵引车车速平稳下降,全挂牵引车直至发动机熄火(液力传动全挂牵引车为液力变矩器失速状态)或驱动轮完全滑转为止,挂钩所产生的最大水平拉力称为最大挂钩牵引力。

挂钩牵引力大,则起步快、加速能力强、爬坡能力大、牵引性能好。

在全挂牵引车的技术规格中,通常标出的是最大挂钩牵引力 F_{max}。

2) 额定挂钩牵引力(F)

在全挂牵引车和负荷车之间安装拉力传感器,负荷车挂钩中心离地高度应与全挂牵引车挂钩中心离地高度一致,全挂牵引车以最低挡最大速度行驶,车速稳定后,用负荷车加载,使全挂牵引车车速平稳下降,直至以不低于10%最大运行速度(全挂牵引车无拖挂)时的

挂钩所产生的最大水平拉力称为额定挂钩牵引力。

3) 额定牵引重量(W)

全挂牵引车以额定挂钩牵引力牵引的所有挂车总质量称为额定牵引质量。额定牵引质量包含挂车自重和货物的质量,习惯上以牵引重量来表示。考虑到全挂牵引车起步时需克服静摩擦力,所以实际牵引重量一般小于理论牵引重量。

(1) 理论牵引重量

在平道上

$$W_0 = \frac{F}{f} \tag{9-2}$$

在坡道上

$$W_0 = \frac{F - G\sin\alpha}{f + \sin\alpha} \tag{9-3}$$

式中:W_0——理论牵引重量,N;

F——额定挂钩牵引力,N;

G——自重,N;

f——滚动阻力系数,对港区内的沥青或水泥路面,$f=0.02$;

α——坡度角,(°)。

(2) 实际牵引重量(根据经验计算)

① 牵引一节挂车

机械式传动

$$W_1 = W_0/3 \tag{9-4}$$

液力式传动

$$W_1 = W_0/1.5 \tag{9-5}$$

式中:W_1——牵引一节挂车总重量(包括挂车重量),N。

② 牵引二节或以上挂车

机械式传动

$$W_n = W_0/2 \tag{9-6}$$

液力机械传动

$$W_n = W_0 \tag{9-7}$$

式中:W_n——牵引挂车的总重量(包括挂车重量),N。

4) 最大运行速度(v_{max})

最大运行速度指全挂牵引车在试验条件下无拖挂载荷时行驶的最大速度。

影响全挂牵引车最大运行速度的主要因素有:

(a) 全挂牵引车作业时的运行距离;

(b) 起步和停车时的加速度。

如果平均运距取100m,启动加速度均取$1m/s^2$,制动负加速度为$1.5m/s^2$,按照运行时间和能量消耗两者均最小的条件考虑,理论上适宜的最大运行速度为20~25km/h。

5) 最大爬坡度

最大爬坡度是指全挂牵引车空载和满载时,在正常路面情况下,以低速挡匀速行驶时所能爬越的最大坡度,以度或百分数表示。

满载行驶时的最大爬坡度,一般由发动机的最大扭矩和低速挡的总传动比决定。空载行驶时的最大爬坡度,通常取决于驱动轮与地面的黏着力。

最大爬坡度应满足全挂牵引车作业的具体要求,一般空载最大爬坡度不小于20%;带载时,由于随着坡度的增加,全挂牵引车的牵引能力急剧下降,牵引质量应根据计算来确定。

6) 最小转弯半径(r)

全挂牵引车空载低速行驶时,打满方向盘,车体最外侧和最内侧至转弯中心的最小距离,分别称为最小外侧转弯半径和最小内侧转弯半径。最小外侧转弯半径是决定全挂牵引车机动性能(在最小面积内转弯的能力)的主要参数。在不作特殊说明时,最小转弯半径就是指最小外侧转弯半径。最小转弯半径可以由计算求出,也可以通过试验测定。

影响最小转弯半径的因素,除轴距、前轮轮距(与转向主销的中心距有关)、转向车轮的最大偏转角等以外,还有外形尺寸(特别是车长)和前部形状。设计全挂牵引车时,应尽可能缩短车身长度。增大转向车轮的直径,就必须加大转向主销的中心距,或者减小车轮转向时的最大偏转角,这两者的后果都使最小转弯半径增加。因此为了减小转弯半径,提高机动性能,选择转向车轮的轮胎时,在满足使用条件的要求和保证车轮具有必需的承载能力的

前提下，应尽可能选用外径较小的轮胎。

7）最小离地间隙

最小离地间隙是指除车轮以外，车体上固定的最低点至车轮接地表面的距离，它表示全挂牵引车无碰撞地越过地面凸起障碍物的能力。最小离地间隙是表征全挂牵引车通过性能的主要参数。全挂牵引车车体上固定的最低点一般在前后悬架骑马螺栓底部、驱动桥中部、变速箱底部、排管尾管等处。增大车轮直径可以使最小离地间隙增加，但这会使全挂牵引车的重心提高，转弯半径增大。

8）轴距

轴距是指全挂牵引车前桥和后桥中心线的水平距离。轴距直接影响全挂牵引车的最小转弯半径和纵向稳定性。车身长度、全挂牵引车自重、前后桥负荷等也与轴距有关。

当全挂牵引车各个部件在纵向相对于前桥的位置基本不变时，增大轴距有利于全挂牵引车纵向稳定。减小轴距，将使车身长度缩短，转弯半径减小，有利于提高机动性，但降低了纵向稳定。

9）轮距

轮距是指同一轴上左右车轮（或轮组）中心的距离。前轮距是根据车架前部、轮胎的宽度及转向车轮的最大偏转角确定的。后轮距是根据车架后部的宽度、轮胎宽度及其相互位置确定的。增加轮距有利于全挂牵引车的横向稳定，但会使最小转弯半径和总宽增大。

由于全挂牵引车有可能在松软的路面工作，为了前后轮辙重合，减小行驶阻力，前后轮距应尽可能接近或相等。试验证明，前后轴均为单轮的工业车辆，若前后轮距差大于轮宽的25%～30%，牵引性能将降低10%～15%。

10）外形尺寸

外形尺寸是指全挂牵引车的总长、总宽和总高。车体最前端到牵引座后端部的水平距离为总长。车体左右最外侧间水平距离为总宽。由地面至车体最上端的垂直高度为总高。为了使全挂牵引车具有较好的机动性能，外形尺寸（特别是车长）应尽量减小。

11）自重（G）

自重包括辅助设备质量，即全挂牵引车油箱中充满燃油、车辆空载及无驾驶员时，车辆可立即投入使用的全部质量。

12）桥负荷（前轴荷 G_f、后轴荷 G_r）

桥负荷是指在水平路面上，路面对前后桥车轮的垂直静反力。桥负荷不仅决定轮胎的尺寸和数量，而且直接影响全挂牵引车的使用性能。全挂牵引车满载行驶时，后桥应有一定的负荷，才能保证滑移限制的最大牵引力；前桥也应有一定的负荷，才能保证行驶稳定性。根据全挂牵引车设计和使用实践，前桥负荷率一般取20%～40%。

2. 选型注意事项

全挂牵引车选型时应注意以下几点：

（1）选型时不要仅将厂家标明的额定挂钩牵引力作为选择用车的技术依据，还要考虑发动机的功率、自重等重要技术参数。

（2）在相同的额定挂钩牵引力下，发动机的功率越大，全挂牵引车的动力性越好，但也要考虑到功率过大会造成发动机功率利用率降低和燃油经济性的下降。

（3）要选择经济车速。全挂牵引车一般用于码头与货场之间的短途运输。速度太慢降低效率；速度太快又会产生一些不良影响，如大部分挂车为刚性悬挂，速度快、振动大，剧烈的振动冲击会影响挂车的使用寿命。此外，大部分挂车为全挂式无制动形式，速度太快对车辆行驶和制动均不利。

（4）选用全挂牵引车要考虑其使用场地的条件。根据场地条件选用适宜的全挂牵引车作业。

（5）在选型时还应注意产品的外观、机动性、舒适性、节能环保性、性价比等。

3. 主要技术参数及性能

国内外部分全挂牵引车供应商产品的主要技术参数及性能见表9-2。表中数据主要是根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

表 9-2 全挂牵引车主要技术参数及性能

主要技术参数	安徽合力		北京宏联		丰田	
牵引力/kN	25	45	25	45	35	45
额定牵引质量/t	35	60	35	60	47	60
运行速度/(km/h)	26	27	27	27	26	26
爬坡能力(空载)/%	30	30	20	30	46	46
最小转弯半径/mm	3250	4100	3000	4500	4500	4500
最小离地间隙/mm	150	190	200	220	180	180
轴距/mm	1780	2000	1740	2050	1800	1800
自重/kg	3900	6840	3880	6900	5900	6950

9.2.5 技术标准与规范

全挂牵引车设计、制造、安装、验收和使用应遵循的标准规范主要为《港口牵引车》(JT/T 880—2013)、《港口牵引车安全规程》(JT/T 1056—2016),相关标准见表 9-3。另外,全挂牵引车属于厂内机动车辆,在制造和使用时需取得特种设备制造许可和使用许可。

表 9-3 全挂牵引车设计、制造参考标准和规范

序号	标准编号	标准名称
1	JT/T 880—2013	《港口牵引车》
2	JT/T 1056—2016	《港口牵引车安全规程》
3	GB/T 12537—1990	《汽车牵引性能试验方法》
4	GB/T 12539—1990	《汽车爬陡坡试验方法》
5	GB/T 12540—2009	《汽车最小转弯直径、最小转弯通道圆直径和外摆值测量方法》
6	GB/T 12544—2012	《汽车最高车速试验方法》
7	GB 12676—2014	《商用车辆和挂车制动系统技术要求及试验方法》
8	GB/T 19056—2003	《汽车行驶记录仪》
9	QC/T 413—2002	《汽车电器设备基本技术条件》
10	GB/T 13873—2015	《道路车辆 货运挂车试验方法》

9.2.6 技术发展趋势

受国家政策及制造业创新发展的影响,新技术、新工艺在全挂牵引车的应用越来越得到制造商和使用企业的重视,节能环保、电子智能化、高安全性和良好的人机工程将是全挂牵引车的必然发展趋势。

1. 节能环保

全挂牵引车多采用内燃机为动力,其功率强劲,适用范围广,缺点是排放和噪声污染较大,对人类健康危害较大。为提高产品的节能效果和满足日益苛刻的环保要求,主要考虑从降低发动机排放、涡轮增压发动机、提高传动系统效率和减振、降噪等方面入手。此外,LED绿色照明、车身轻量化、制动能量回收系统、尾气净化技术等也将在全挂牵引车上得到快速应用。

可以肯定,排放少、噪声小的全挂牵引车必然受到欢迎。清洁能源如天然气(LNG)等燃料,以及电池组等必将在全挂牵引车上得到进一步应用。

2. 电子智能化

高可靠性、性能优越以及装备先进电子智能化技术的机电一体化全挂牵引车市场前景看好。以仓储发展为依托,在全挂牵引车上推广应用计算机技术,纳入信息化控制,沿着"车辆安全—辅助驾驶—人车交互—智能交通—车联网"的路径逐步升级,是全挂牵引车的发展趋势。

3. 高安全性

高安全性是保证使用者安全、提高作业效率和物流业国际化发展的必然趋势。全挂牵引车的方、尖外表正被流线圆弧形外观所取代,改善了驾驶员的视野,提高了操作安全性;湿式制动驱动桥、双回路制动系统、防抱死制

动系统等技术正得到快速应用；自动避撞系统、防疲劳预警系统、轮胎压力检测系统、前照灯电子互控系统等技术将在全挂牵引车上得到研究和逐步应用。

4. 良好的人机工程

随着现代化工业的发展，港口用户对全挂牵引车的需求已不仅限于功能、可靠性、安全性等方面，对良好的人机工程需求越来越迫切。这就要求全挂牵引车制造商必须把“人—机—环境”作为一个统一的整体来研究，以改善驾驶员的劳动条件和车内人员的舒适性为核心，以人的安全、健康、舒适为目标，力求使整个系统总体性能达到最优。

9.3　半挂港口牵引车

9.3.1　概述

1. 功能与特点

半挂港口牵引车（以下简称半挂牵引车，见图9-13）是一种适用于港口集装箱或件杂货码头水平运输的特殊类型的牵引运输设备，具有运输距离短、运行区间固定、低速重载、连续工作、挂摘板方便等特点，主要用于运输集装箱，也用于运输件杂货等货物，特别适合港口场地狭小、繁忙、高效作业。近年来，中国交通运输业的快速发展，推动了大型搬运设备的技术进步，半挂牵引车逐渐为港口用户所认可，并得到大范围的推广使用。半挂牵引车作为特种车辆，其性质决定了它具有数量少、种类多的特点。



图9-13　半挂牵引车外形图

2. 国内外发展现状

半挂牵引车是随着20世纪90年代集装箱和件杂货运输流通大型化的趋势而逐渐发展起来的。90年代以前国内港口主要采用中小型全挂牵引车，其牵引能力多为20～50t，随着我国各大港口吞吐能力的日益增长，国内一些主要港口开始陆续引进了国外的专用半挂牵引车。由于半挂牵引车是在特殊环境下使用，对车辆的桥、悬架、变速器和车辆板材的要求比普通车辆高，而且对安全性、可靠性要求更高，因此半挂牵引车技术要求和造价都较高。在市场的初期阶段，为国外品牌所占领，包括美国的OTTAWA，荷兰Terberg、美国的CAPACITY等，Kalmar是目前产品市场占有量最大的制造商。该类产品的引进一方面大幅提升了港口的作业效率和运载能力，同时，也促进了国内制造企业对该类产品的开发、研制。

最近几年，随着国内企业制造水平的发展和提高，国产半挂牵引车逐渐得到了国内港口码头的青睐。中国重型汽车集团有限公司、陕西汽车集团有限责任公司、哈尔滨工程机械制造有限公司、上海汇众汽车制造有限公司、北方奔驰重型汽车有限责任公司、中环动力（北京）重型汽车有限公司等厂家的产品正逐步取代进口车，打破了国外半挂牵引车的垄断局面。国内产品以性价比取胜，且比进口车有更好的适应性，配件供应及时，服务也比进口车强。由于国内产品的性价比高等特点，国内一些厂家的产品也出口到了非洲、东南亚和东北亚的一些国家。

中国重汽集团有限责任公司从2000年开始研制半挂牵引车，2004年投放市场，目前该集团的产品包含3个系列、10余种车型。

陕西汽车集团有限责任公司（陕西重汽）在2004年研制成功半挂牵引车并投放市场，2007年首批150台运输集装箱的半挂牵引车投入上海港使用，后续每年上海港均采购100台左右的半挂牵引车。自2007年至今，陕西重汽的半挂牵引车已形成4×2、6×4全系列产

品，在上海洋山港、辽宁营口港、福建泉州港、大连特钢、永钢、宝钢等钢厂等广泛使用，产品发动机种类覆盖国Ⅱ、国Ⅲ和国Ⅳ，驱动形式有柴油、天然气和纯电动。

哈尔滨工程机械制造有限责任公司（哈工机械）在2007年推出了国内首台运输件杂货的举升式鞍座半挂牵引车。该车型借鉴国外港口的先进操作方法，配备专用的鹅颈，半挂车可实现更高效率的物流能力。目前，该公司的QYC80系列半挂牵引车整列满载质量可达80t，为国产运载能力最大的半挂牵引车。

9.3.2 主要结构形式和分类

1. 根据鞍座形式分类

(1) 固定式鞍座。固定式鞍座的鞍座与车架直接用螺栓连接，主要用于运输集装箱的半挂牵引车。

(2) 可升降式鞍座。可升降式鞍座的鞍座与举升机构连接，举升机构与车架连接，举升机构通过变速器取力，驱动举升液压泵，液压举升液压缸实现鞍座的举升和下降。可升降式鞍座一般通过鹅颈与半挂车相连，主要用于运输件杂货的半挂牵引车。

2. 根据驾驶室的外形分类

(1) 偏置式驾驶室。偏置式驾驶室是为了扩大视野而专门设计的驾驶室（见图9-13），驾驶室的左侧凹进一块，仅供一个人操作，空间紧凑。主要用于集装箱和件杂货在港内转运的半挂牵引车。

(2) 非偏置式驾驶室。非偏置驾驶室的形式与一般的路面货车驾驶室相同，其宽度基本接近车体的宽度，驾驶室内装有主副两个座椅，可供两人在驾驶室内乘坐，较宽敞，但后视视野较差。主要用于集装箱向港外运输的公路运输用半挂牵引车。

9.3.3 主要零部件及系统

1. 车架

车架分为焊接车架和铆接车架。

焊接车架的纵梁为等宽、直大梁，焊接总成，为刚性车架，见图9-14。

焊接车架纵梁一般采用槽形结构，受力较大部分为加强型箱形结构，在车架底部焊接翼板，液压缸安装座与驱动桥安装座采用一体化式刚性连接结构。车架与驱动桥刚性连接，最大限度减小鞍载条件下车架总成的变形，提高车架的整体刚度。在车辆运行时，可有效保障举升鞍座对挂车牵引的可靠性和稳定性。

铆接车架的纵梁为槽形断面、等宽、直大梁，铆接总成，为柔性车架。见图9-15。

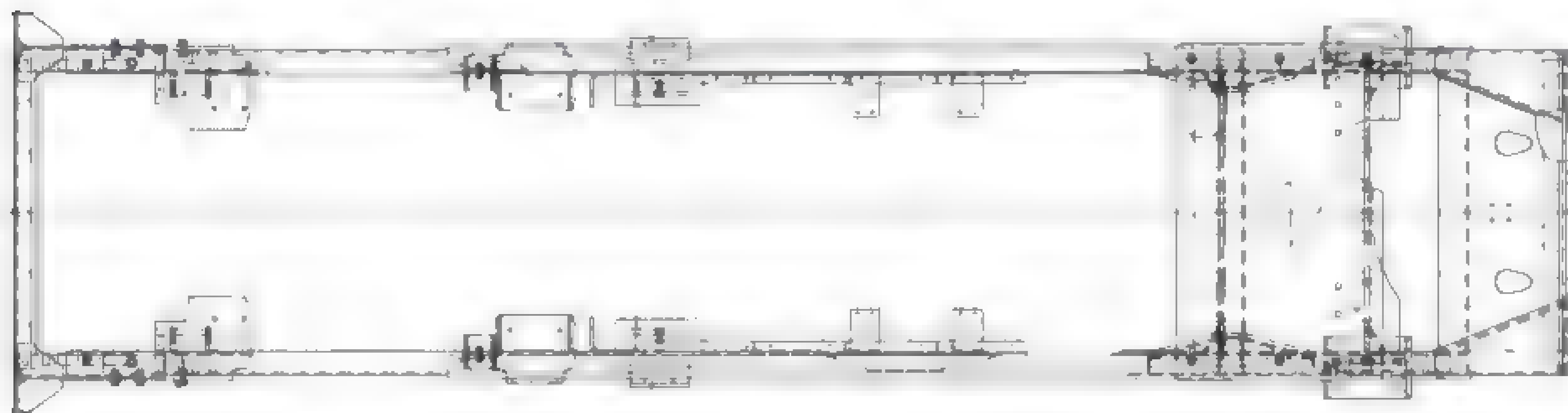


图9-14 焊接车架

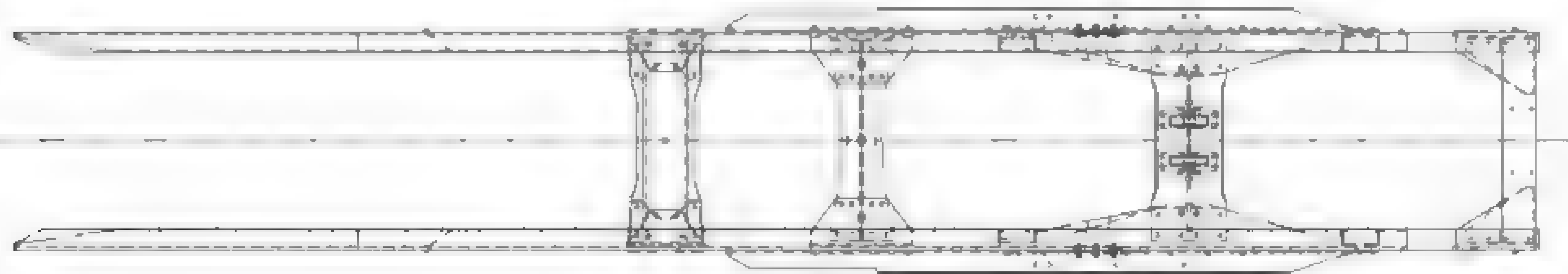


图9-15 铆接车架

2. 转向机构

转向机构有机械转向液压助力和全液压转向两种操纵方式，通过方向盘操纵转向器。它主要由转向液压缸、转向横拉杆、转向节臂、主销、转向节和转向桥等组成。

机械转向系统是以驾驶员的体力作为转向能源，由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三部分组成，见图 9-16。转向时，在转向盘上施加转向力矩，该力矩经转向轴、转向万向节和转向传动轴输入转向器。转向器之前这一系列零部件即属于转向操纵机构。转向器中有 1～2 级减速传动副，经其增扭减速后的运动传到转向摇臂轴，再通过转向直拉杆传给固定于左转向节上的转向节摇臂，使左转向节和其支承的左转向轮偏转。而固定在左右转向节上的梯形臂和铰接在梯形臂上的转向横拉杆组成的转向梯形，使右转向轮能够随左转向轮偏转相应角度。

全液压转向系统原理如图 9-17 所示。转向液压泵为系统提供动力，通过操纵转向器驱动转向液压缸。转向液压缸采用横置单液压缸双出杆形式，转向液压缸推动由转向节臂、连杆及转向桥体等组成的转向机构实现车轮转向。

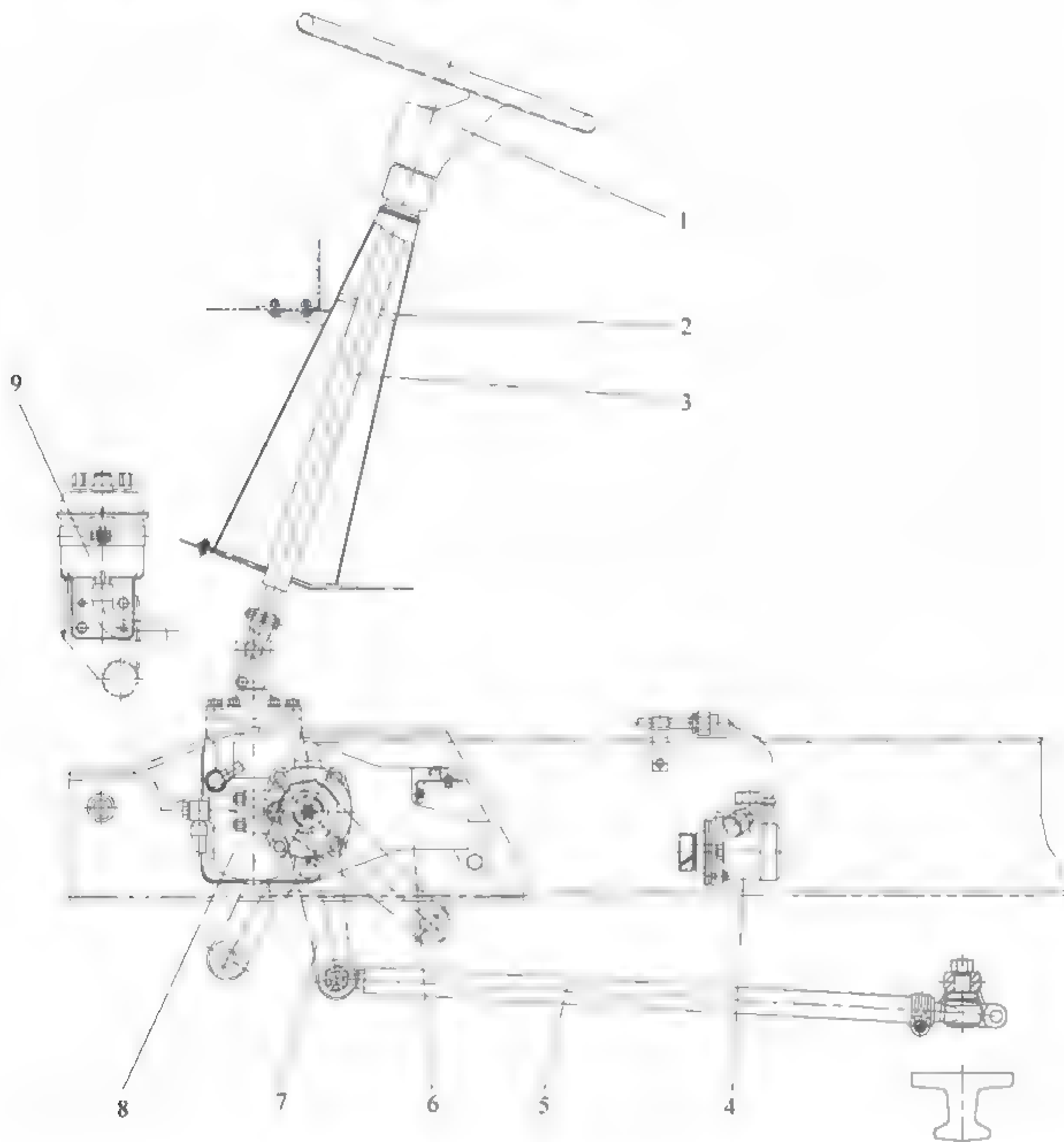


图 9-16　机械转向系统

1—方向盘；2—转向管柱；3—伸缩轴；4—转向液压泵；5—转向直拉杆；6—转向器支架；7—转向摇臂；8—转向器；9—转向油罐

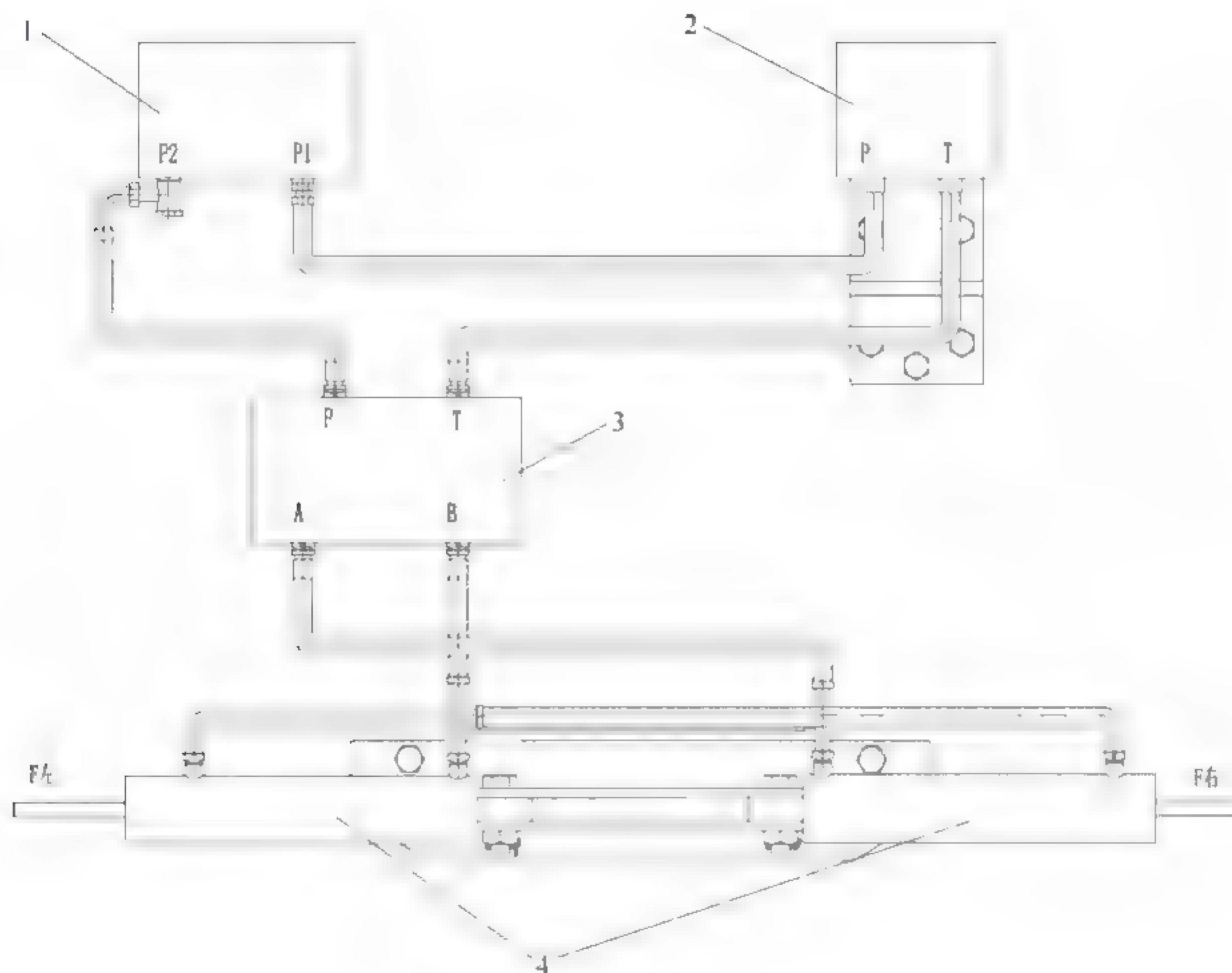


图 9-17　全液压转向系统原理

1—转向液压泵；2—转向油罐；3—转向器；4—转向液压缸

3. 动力与传动系统

内燃动力半挂牵引车的动力与传动系统包括发动机、变速器、传动轴、驱动桥和车轮等。主要部件都由专业供货商提供集成配套件，如图 9-18 所示。

电动半挂牵引车的动力与传动系统包括驱动电动机、(变速箱)、传动轴、驱动桥等。

目前，半挂牵引车的动力系统有四种常用形式：柴油发动机、天然气发动机、混合动力发动机和电池组驱动电动机。

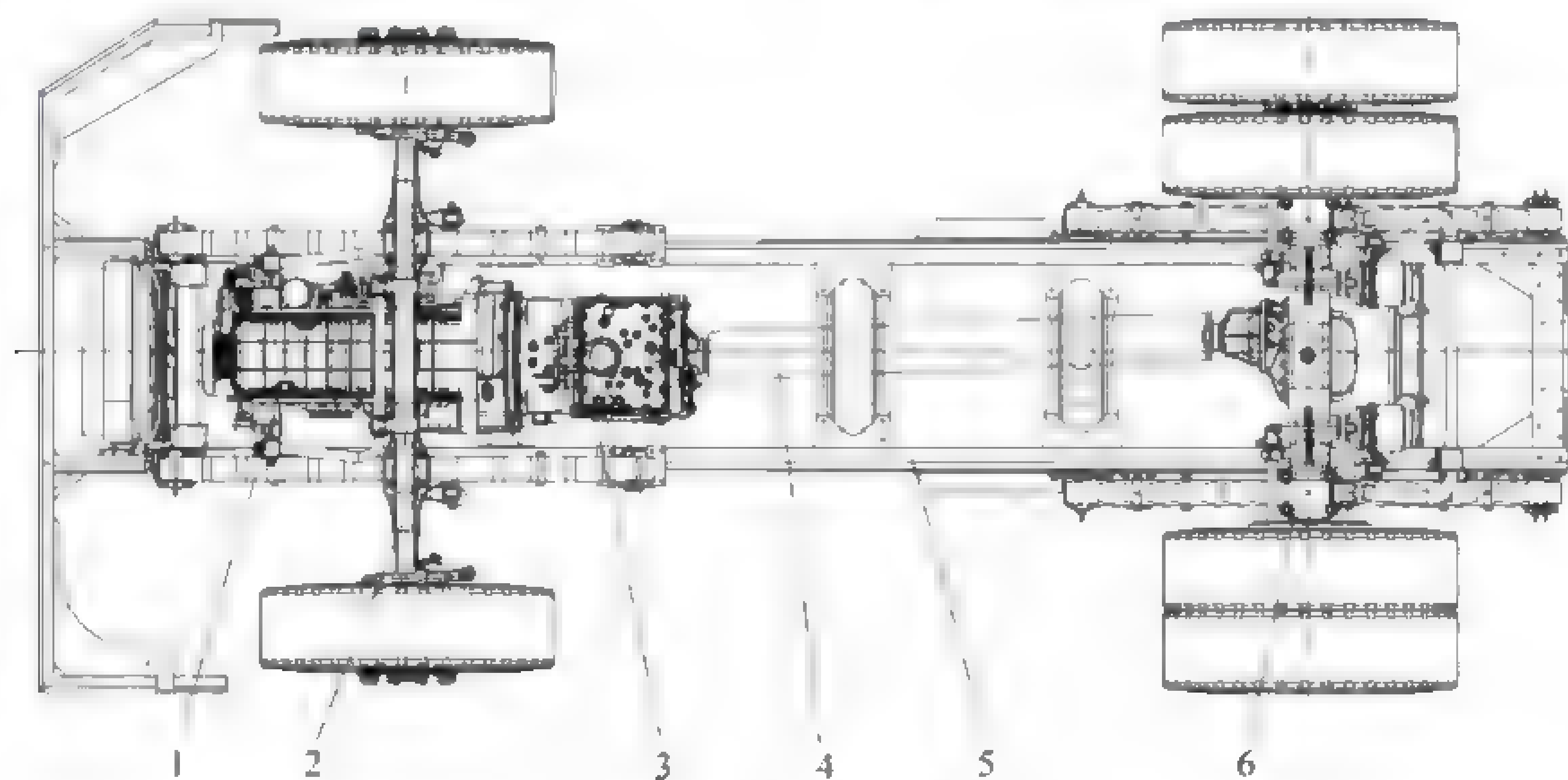


图 9-18　动力与传动系统

1—发动机；2—转向桥；3—变速箱；4—传动轴；5—车架；6—驱动桥

1）发动机

发动机一般为直列六缸四冲程增压中冷水冷型，发动机功率为176～247kW，额定转速为1900～2300r/min，最大扭矩为780～1350N·m，最低燃油耗率为195～198g/(kW·h)，可满足GB 17691—2005国Ⅱ、国Ⅲ、国Ⅳ号排放标准，发动机的平均使用寿命为80万km。

2）驱动电动机

目前电动半挂牵引车驱动电动机多采用异步感应电动机或永磁同步电动机，两种电动机的优劣在此不一一赘述。

美国贝尔肯XE20采用异步感应电动机，电动机额定功率为147kW，最大转速5000r/min，额定扭矩813N·m。陕汽SX4186ZG331N2使用永磁同步电动机，电动机额定功率为100kW，额定转速800r/min，额定扭矩1200N·m。

3）变速箱

半挂牵引车主要用于港口内场转运，运距短、换挡频繁，广泛采用自动变速箱。自动变速箱主要由液力变矩器、行星齿轮组、冷却系统和电控单元等组成。

液力变矩器位于变速箱前部的内侧，使用柔性盘连接到发动机上，通过自动变速箱控制单元(transmission control unit，TCU)控制液力变矩器的闭锁离合器结合与分离，实现闭锁和变矩两种工况。闭锁工况能够使发动机直接驱动行星齿轮组，减少变矩器的能耗损失，最大限度地提高传动效率。当半挂牵引车起步、低速或变速器TCU检测到需要提供更大扭矩时会松开闭锁离合器，实现增扭。变矩工况一般工作在1挡、2挡部分区域和倒挡。

行星齿轮组由多组多片离合器控制，这些离合器成对工作，产生6个前进挡和1个倒挡。车辆行驶过程中，TCU模块根据车辆、路况、变速器信息等参数计算并发出换挡信号，再通过电子、液压系统控制各离合器，通过离合器的分离与结合，实现行星齿轮组的不同组合，从而实现不同速比的挡位转换。

目前燃油动力半挂牵引车的变速箱主要以Allison品牌为主。

变速箱不是电动半挂牵引车所必需的部件，主要根据驱动电动机的选型匹配。贝尔肯XE20匹配了Allison 3000变速箱，陕汽SX4186ZG331N2采用电动机直驱技术，则未选用变速箱。

4）传动轴

传动轴采用管状开式、十字轴万向节形式，端面为齿型法兰结构。传动轴两端的十字轴万向节能实现其等速多方向传动，而中间滑动花键是为了适应两轴间轴向位置变化。

十字轴万向节由主、从动叉和十字轴组成，主、从动叉以叉孔与十字轴的轴颈相配合。

5）驱动桥

半挂牵引车要求低速重载，采用大速比凸轮轴鼓式制动驱动桥，制动力矩大，制动性能良好、稳定。驱动桥的组成及其功用介绍如下：

(1) 桥壳：支承车辆的大部分重量，并承受驱动轮上的各种作用力，同时又是主减速器、差速器等传动装置的外壳。

(2) 主减速器：用以降低转速、增加转矩，并改变转矩的传递方向以适应半挂牵引车的行驶方向。

6）车轮

车轮主要由轮胎和轮辋构成。轮胎为无内胎式充气轮胎，轮胎的花纹很重要，它能够确保有效的抓地力，花纹磨损到磨损标志时须及时更换。

由于港口空气潮湿，路况多为水泥路面和柏油路面，轮胎和路面接触面间会产生一个“水楔”，即使车辆在低速情况下行驶，也可能会造成车辆失控。同时，港口作业工况为运距短，速度低，载荷大，频繁启动、制动和转弯。因此，在选用轮胎时，应充分兼顾以上几方面的因素。

4. 制动系统

制动系统由行车制动系统和驻车制动系统组成。行车制动为双回路制动系统；驻车制动兼应急制动为弹簧储能断气制动。与柴油车相比，电动半挂牵引车空气压缩机为电驱动，并根据储气罐中气压来控制空压机的启停。

对制动系统的要求：

(1) 满足国家标准和法规的规定，也应考虑销售对象国家和地区的法规和用户要求。

(2) 应具有足够的制动效能，包括行车制动效能和驻坡制动效能。行车制动效能是用在一定的制动初速度下(或最大踏板力)的制动减速度和制动距离两项指标来评定。驻车制动效能是以车辆在良好路面上能可靠而无时间限制地停驻的最大坡度(%)来衡量。

(3) 为确保工作可靠，行车制动和驻车制动的制动驱动机构应各自独立。行车制动装置的制动驱动机构至少应有两套独立的管路，当其中一套失效时，另一套应保证车辆制动效能不低于正常值的30%。驻车制动装置应采用工作可靠的机械式制动驱动机构。

5. 燃油和燃气车辆电控系统

1) 电磁式电源总开关

电源总开关为机械、电磁控制一体式电源总开关。一般以电磁控制为主，当电磁控制失效时可采用机械控制辅助模式，但两种模式不能混用(即电磁控制吸合时只能电磁控制断开；不可使用机械钥匙断开；反之，机械控制闭合时只能机械控制断开，不可使用电磁控制)。一般机械控制不用时，应盖上橡胶密封盖防止灰尘及水汽进入，密封盖具有防水密封功能，能适应恶劣工作环境。

2) 技术参数

燃油和燃气半挂牵引车的电源总开关技术参数见表9-4。

表9-4 电源总开关技术参数

额定电压/V	24
额定负载电流/A	150
额定工作电流/A	0.5
吸合电压/V	≤15
释放电压/V	1～6.5
工作环境温度/℃	−40～65
开关温升/℃	≤60
防护等级	IPK5(GB/T 30038 2013)

3) 台阶式蓄电池箱体

台阶式蓄电池箱体集上车踏梯与蓄电池箱为一体，体现出整体式、多功能结构设计理念。

4) 车辆ECU限速

目前半挂牵引车普遍装配电控发动机，通过发动机的电子控制单元(electronic control unit，ECU)与变速箱的TCM(艾利逊变速箱的控制器)或TCU之间的信息通信、程控匹配来控制发动机的工作状况，既让半挂牵引车达到港口使用要求的车速，又使发动机在功率、油耗经济合理的转速区间运行。

6. 电动车辆电控系统

1) 控制系统

电动车辆的控制系统包括低压控制系统和高压控制系统两类。其中，低压控制系统通过低压控制信号控制高压控制系统，而高压控制系统通过各控制器来控制高压零部件来实现各自的功能，满足车辆需求。

低压控制系统包括车身控制器、整车控制器、翘板开关、电源总开关以及钥匙开关等。

车身控制器主要控制车辆仪表对故障以及灯光等信息的显示。翘板开关控制车辆灯光、喇叭、充电弓升降、故障信息查询等。电源总开关和钥匙开关控制车辆的低压电源开断和车辆的启停。

高压控制系统主要包括电动机控制器以及电池管理系统(battery management system，BMS)。

电动机控制器主要用来控制牵引电动机的控制以及检测管理。BMS用来实现对动力电池以及各单体电压、温度等状态实时监控，同时还能控制充电机对动力电池的充电状态。

2) 充电

高压充电通过以下两种方式实现：

(1) 通过驾驶室的低压开关控制充电弓的升降来实现车辆从高压电网的充电。充电弓通过一个支架固定在驾驶室后侧的车架，在车辆需要充电时，驾驶员可以直接通过操作驾驶室里的翘板开关来进行充电操作，充电完成后，充电弓会自动进行降弓操作。

(2) 车载直流充电插座通过充电机来进行充电。车载直流充电插座采用GB/T 20234.3

2011 标准。

整车可通过 DC/DC 转换器把高压直流电稳压输出为 24V 直流电，为低压蓄电池充电。

3）供电

整车的供电包括低压电系统的供电以及高压电系统的供电。

低压系统供电主要由电源总开关以及钥匙开关来进行控制，通过整车控制器的供电策略来决定各低压用电器是通过电源总开关供电还是通过钥匙开关供电。

高压系统供电也是通过整车控制器的供电策略来决定。整车控制器给高压系统发出信号后，通过高压零部件的低压控制电路来控制高压电路的开断。

整车通过 DC/AC 转换器，将车辆 600V 高压直流电转化成 220V 交流电，为转向电动机和电动空气压缩机提供高压直流电源，以实现车辆的转向和制动功能。

通过 DC/DC 转换器，将车辆的 600V 高压直流电转化成 320V 直流电，用来驱动暖风系统以及超级电容空调系统的工作。

4）安全

整车通过车载绝缘监测仪来进行实时监测高压电安全，以保证使用安全。绝缘监测设备应满足：

（1）绝缘监测设备连接在高压系统和地之间，应能实时在线动态监测系统对地的绝缘阻值。

（2）当系统对地的绝缘阻值降至预先设定的响应值时，绝缘监视设备应能输出报警信号，提示车辆驾驶人员以采取相应的措施。

（3）车辆的绝缘故障可能发生在任何位置，绝缘检测设备应可以响应发生在任何位置的绝缘故障。可能的故障位置包括：动力电池、高压电缆、配电箱、电动机、变频器、DC/DC 转换器等。

5）通信

整车各控制器之间的通信均采用国际通用的 CAN bus 方式，通信协议遵循 SAE J1939 协议。采用 CAN 线，可减少车辆通信线缆的数量，有利于车辆的线束布置，降低车辆自重。

7. 驾驶室及操作系统

半挂牵引车驾驶室一般采用仅允许一人操作的偏置驾驶室。前风窗使用大平面风挡玻璃，增加前部视野空间；左侧门采用可升降玻璃或推拉窗结构，右侧不设门而采用大平面玻璃窗，可推拉式，增强驾驶员操作视野空间，后部增设可视性后推拉门，便于驾驶员进出操作平台。整个驾驶室内部空间宽敞、视野开阔，内饰采用环保材料，座椅、仪表台、操纵机构等按照人机工程布置设计，不仅便于驾驶员整体操作，而且提高驾驶室整体的舒适性。

新一代高可靠性空气悬浮减震座椅，减震性能更好，符合人体工程学的设计，坐垫及靠背完全与人体贴服，使人体的压力合理分布，能对人体提供良好的支承和保持软骨和椎间盘的灵活性。具有前后、上下、靠背角度及头枕高度调节，增加了座椅扶手及腰部支承。可根据驾驶员体重自动调整座椅高度，能有效吸收人体受到的冲击载荷，大大缓解了驾驶疲劳，降低了劳动强度。一般配备三点式安全带，提高驾驶安全性。

采用整体式的地板垫，减少了接缝，使驾驶室内不会藏留杂物、容易清洁、美观。背面采用隔热保温材料，使整个驾驶室的隔声保温性能进一步提升。

驾驶室悬置采用半浮动式悬置。前悬置点通过橡胶弹性元件与车架连接，两个前悬置点之间有翻转轴连接，以实现驾驶室的前翻及保持纵向刚度。驾驶室的两个后悬置点通过弹性元件及减震元件与车架相连，由于驾驶室可以前翻，所以后悬置处必须有锁止装置。半浮动式悬置具有良好的减震性能，驾驶室向前翻转采用的是电动/手动驾驶室液压翻转装置，方便发动机的维修操作。

驾驶室左右两侧后视镜采用杆式结构，结构简单，可靠性强，车辆行驶过程中不抖动。左右两侧后视镜具有清晰的视野，满足 GB 15084—2013 技术要求。

驾驶室操作系统的方向盘、组合踏板、换挡机构等，不仅经人机工程布置设计，而且还进行人体坐姿验证优化，使驾驶员整体操作便

利，舒适性好，可有效缓解驾驶疲劳。

8. 牵引鞍座

半挂牵引车与半挂车之间的连接常见的有两种方式：

(1) 通过鞍座直接与半挂车连接，与公路牵引车的主流连接形式相同，其鞍座一般是固定的；

(2) 在半挂牵引车的鞍座上装有鹅颈，再由鹅颈与半挂车连接。多适用于码头专用的低货台、高承载半挂车，非常适合短距离、低速、重载的件杂货运输工况。

半挂牵引车的鞍座与鹅颈连接也是采用公路牵引车 GB/T 4606—2006 规定的标准半挂车 50 号连接形式。一般都加装气动开锁机构，使驾驶员可在驾驶室内进行鹅颈的分离、连接操作。鹅颈与半挂车分离后，半挂车前部可直接落在地面上，半挂车上平面与地面夹角很小，省去了公路型半挂车前支腿用手动调整高度的操作。

可升降式鞍座是半挂牵引车与半挂车的连接装置，又称第五轮，它与半挂车前方的牵引销与牵引板相连接。半挂车的前部垂直载荷由牵引板经牵引鞍座传给半挂牵引车，半挂牵引车的牵引力由牵引鞍座经牵引销传给半挂车。牵引销与牵引鞍座的摆动轴保证牵引车和半挂车有一定的相对运动。

图 9-19 所示为鞍座举升装置，通过液压系统驱动举升液压缸伸长或缩短使牵引座随举升液压缸绕轴转动，以达到调整牵引座高度的目的，从而改变半挂牵引车列车系统中的半挂车的最小离地间隙，提高半挂牵引车列车的纵向通过能力。

从安全角度考虑，如果行车状态操纵鞍座有可能发生危险，所以在操纵鞍座升降和解锁时必须先停车，停车状态拉下制动手柄，鞍座操纵装置电源接通。鞍座实现的功能有：鞍座

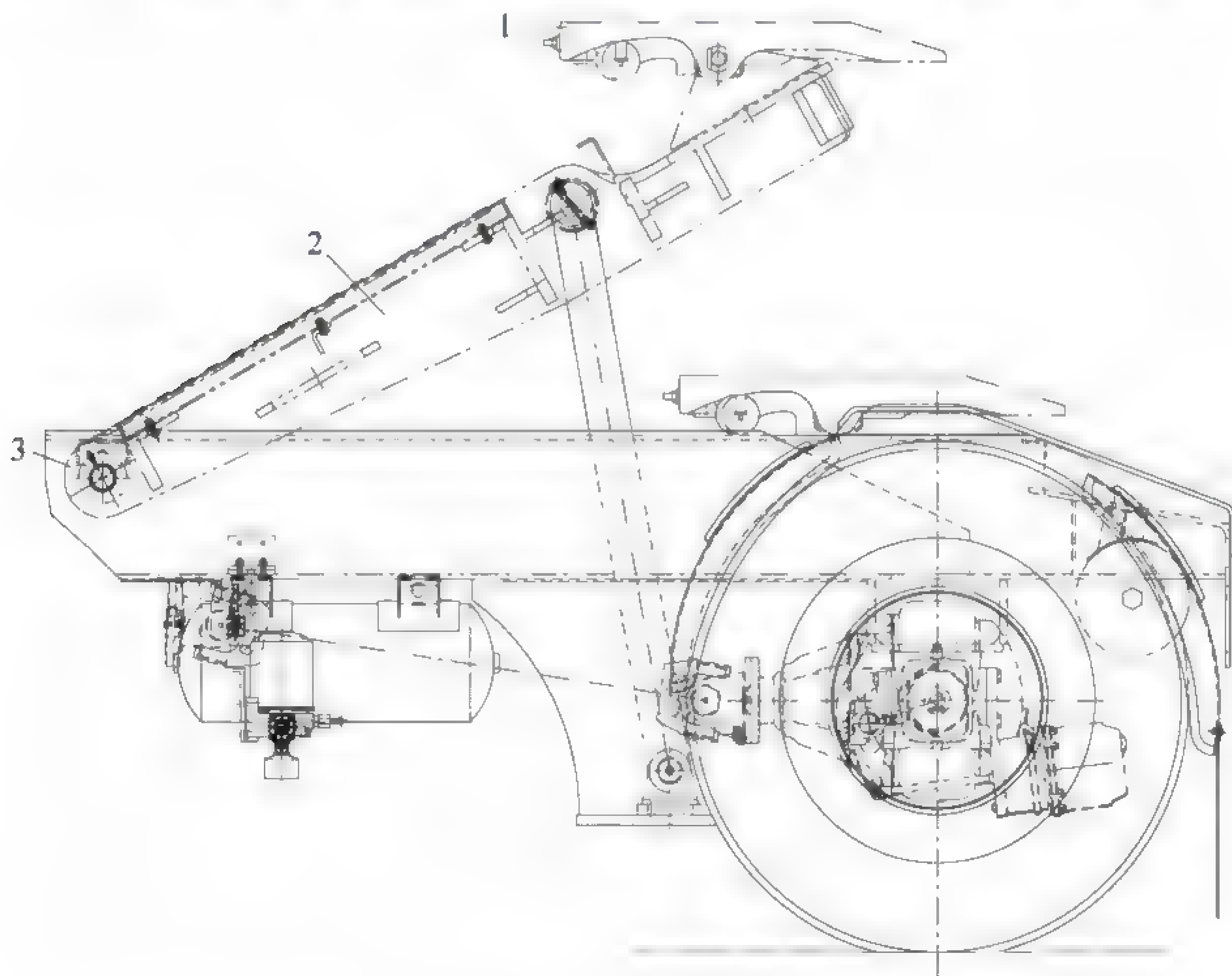


图 9-19 鞍座举升装置示意图

1—鞍座；2—鞍座举升装置；3—车架

解锁、鞍座自由升降、鞍座升降定位。

1）鞍座解锁

如果主车连接着挂车，驾驶员想要使挂车脱离主车，按下鞍座解锁按钮，这时鞍座锁止机构解锁，从而使主、挂车分离。

2）鞍座升降

按下手动/自动转换开关，把开关按到对应手动/自动转换开关标识牌的手动位置，鞍座升降操作转换到手动状态。向上搬动鞍座操作手柄鞍座会上升，一直上升到上限位停止；向下搬动鞍座操作手柄鞍座会下降，一直下降到下限位停止。如果想使主、挂车分离并抛下挂车，可使用鞍座自由升降。图9-20所示为鞍座升降液压原理图。

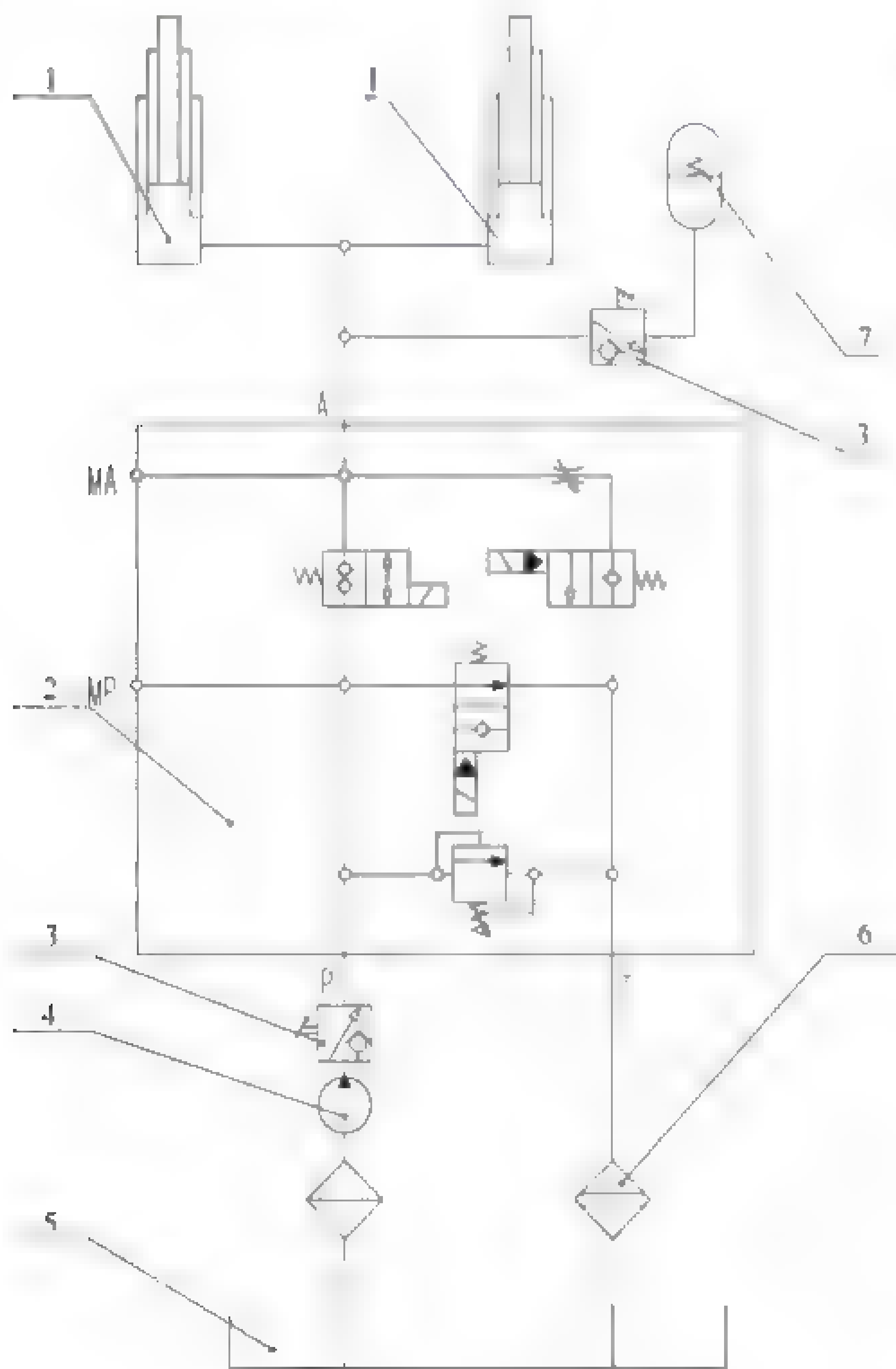


图9-20　鞍座升降液压原理图
1—举升液压缸；2—液压阀组；3—手动球阀；4—液压泵；5—液压油箱；6—回油过滤器；7—储能器

9．鹅颈

安装在鞍座上的鹅颈连接着半挂牵引车与半挂车，承载半挂车前部的重量，并传递牵引力。鹅颈与半挂车连接位置结构见图9-21。

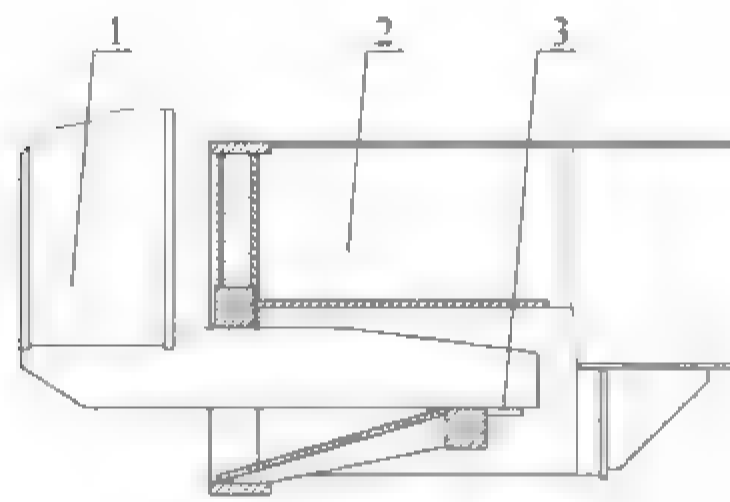


图9-21　鹅颈与半挂车连接位置结构
1—鹅颈；2—半挂车；3—锁板

半挂牵引车是通过将所搭载的鹅颈尾部与半挂车插孔内的横梁搭接来与半挂车相连的。其结合的紧密程度与半挂车上的负载有关，负载越大，结合程度越紧密。此外鹅颈尾部焊有锁板。此种连接结构已经港口多年的使用验证，安全可靠。

鹅颈（见图9-22）的前部下方装有标准的牵引销，可与半挂牵引车的鞍座匹配连接；尾部与半挂车的牵引座相匹配，完成半挂车的抬起和牵引动作。

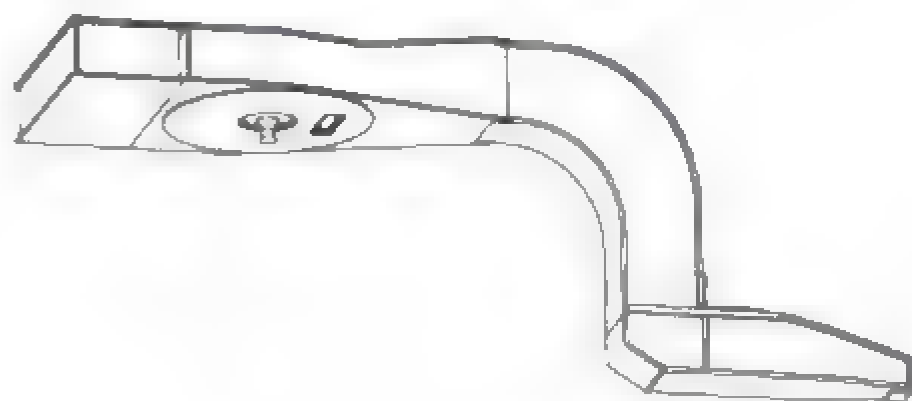


图9-22　鹅颈外形图

鹅颈前部配备有平衡配重，能使鹅颈在自由状态下始终保持尾部上翘。通过控制鞍座的高度，可以方便地实现鹅颈与半挂车的自动连接、脱离操作。半挂牵引车通过鹅颈连接半挂车，见图9-23。

9.3.4　应用范围

半挂牵引车适合短距离、繁忙、狭小场地内的重载运输作业，主要应用范围如下。

1．集装箱码头堆场

半挂牵引车最广泛的应用就是用作集装

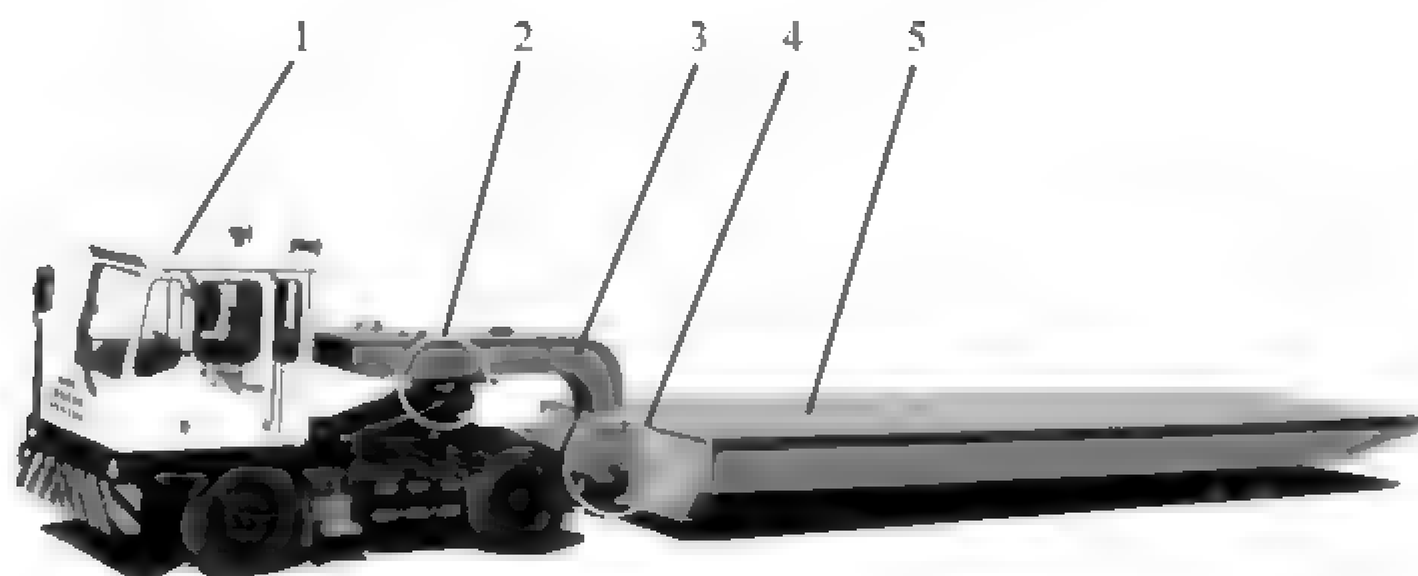


图 9-23　应用于件杂货码头的牵引车列车

1—半挂牵引车；2—牵引车与鹅颈连接位置；3—鹅颈；4—鹅颈与半挂车连接位置；5—半挂车

箱码头的水平运输搬运车辆，在上海洋山港、营口港码头、上海环境集团垃圾集装箱码头、宁波港码头和福建泉州港码头都得到成功应用。图 9-24 所示为半挂牵引车在转运集装箱。



图 9-24　半挂牵引车在转运集装箱

2. 件杂货码头

港口码头中运输的件杂货种类繁多，通过半挂车配备不同的工装可运输各类件杂货(钢管、卷钢、盘圆等)，也可以牵引半挂车直接登船，在船舱内作业。应用于件杂货码头的半挂牵引车列车见图 9-23。

装卸件杂货的半挂牵引车一般采用可升降式鞍座形式。半挂牵引车列车通常包括港口牵引车、鹅颈、半挂车三部分。由于其特殊的结构设计，半挂牵引车列车的各个部分实现快速的分离、连接，使半挂牵引车在港口码头的流程管理上实现"一拖三"的操作模式，即码头前沿留有一个半挂车，堆场留有一个半挂车，半挂牵引车在水平运输中拖带一个半挂车。

3. 其他场合

半挂牵引车非常适合物料搬运路线局限在一定区域内且路线相对固定的转运操作。除集装箱码头和件杂货码头外，其他一些典型的应用场合有：

(1) 货运火车站、驳船码头等大型物流仓库和堆场。物料需要在仓库和火车或船舶之间运输，搬运路径相对固定。

(2) 其他一些非集装箱物料场合。在安装一些专门的工装后，半挂牵引车还可以搬运其他各种非集装箱物料(如钢锭、钢水等)。图 9-25 所示为半挂牵引车在搬运钢料。



图 9-25　半挂牵引车在搬运钢料

9.3.5　主要技术性能参数及产品选用

半挂牵引车的总体设计除重点考虑车辆总体性能参数外，还包括了很多车辆性能之外的因素，使其与两端连接的设备效率相匹配，如岸桥和后方堆场起重机的形式和效率等。另外堆场的布置方向、集装箱工艺和路径规划都是影响效率的重要因素。

1. 主要性能参数的确定

半挂牵引车总体性能参数很多，主要包括牵引力、外形尺寸、转弯半径、转向通道、爬坡度、行驶速度、轮压等。合理选择总体性能参数，可以使半挂牵引车对装卸设备和工况的适应性更好，而且能降低设备投资。

1）牵引力和牵引质量

最大牵引力是指半挂牵引车挂最低挡，在鞍座允许最大压载下，对挂车所产生的最大水平拉力。

车辆所能提供的最大牵引力为

$$F_{max} = N_{max} i \eta_T / r \tag{9-8}$$

式中：N_{max}——动力源最大扭矩，N·m；

i——传动系统传动比；

η_T——传动效率，%；

r——轮胎滚动半径，m。

额定牵引质量是指半挂牵引车在额定鞍座压载下牵引的所有挂车带货的总质量(同时车速达到不低于10%的最大车速)。

2）外形尺寸

外形尺寸影响半挂牵引车的外观和通过性，在选型时应结合转弯半径和通道的通过能力进行比较。

3）转弯半径

车辆转向时内轮的转弯半径较小，外轮的转弯半径较大。因此，为减小转弯时前轮额外的轮胎磨损和动力的消耗，内、外轮的转角应符合阿克曼几何学的理论关系，保证内外轮纯滚动，减少轮胎磨损。

最小转弯半径通常是指空载低速行驶时，打满方向盘，车体最外侧至转弯中心的最小距离。

4）转向通道

转向通道是车辆通过性的重要指标。车辆最外侧的轨迹为前保险杠的尖角处，利用图解法进行校核分析，见图9-26。

$$B = R_{out} - R_{in} \tag{9-9}$$

$$R_{out} = \sqrt{(L_0 \cot\alpha + t)^2 + u^2} \tag{9-10}$$

$$R_{in} = \sqrt{(l_0 \cot\alpha + t - b_0/2)^2 + BC^2 - L_g^2} - b/2 \tag{9-11}$$

式中：B——通道的宽度，mm；

R_{out}——车体最外侧至转弯中心的最小距离，mm；

R_{in}——车体最内侧至转弯中心的最小距离，mm；

u——半挂牵引车平衡轴中心线到汽车最前端的距离，mm；

L_0——半挂牵引车平衡轴中心线到前桥中心线的距离，mm；

t——主销轴线与地面相交点到半挂牵引车侧的距离，mm；

BC——鞍座前置距，mm；

L_g——半挂车回转中心线到牵引销中心的距离，mm；

b——半挂车宽度，mm；

b_0——半挂牵引车宽度，mm；

α——半挂牵引车前外轮最大转角，(°)。

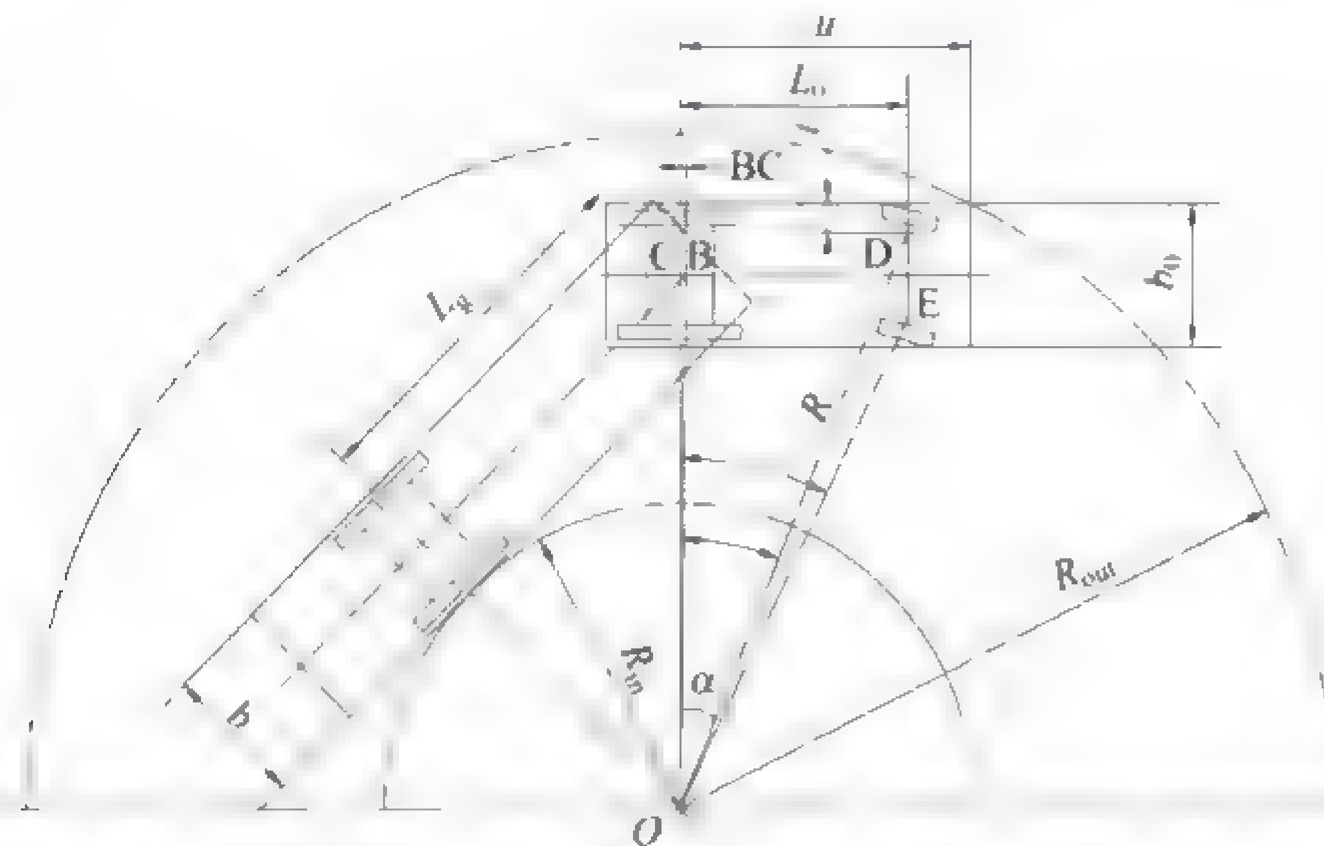


图9-26　转向通道示意图

5) 爬坡度

最大爬坡度是指车辆在良好的硬路面上以低速挡匀速行驶时爬越的最大坡度。满载最大爬坡度是利用最低挡的最大牵引力所获得的爬坡度。空载最大爬坡度通常取决于驱动轮与地面的黏着力。

6) 行驶速度

水平运输是半挂牵引车的主要运行工况，其速度大小决定半挂牵引车的工作效率，应结合场地条件和运输工艺选择合适的行驶速度。行驶速度一般空载约为40km/h，满载25km/h。

7) 轴荷分配和轮压

选配半挂牵引车和半挂车车组时，要根据港口货场的承载能力来确定车组的总质量及车轴载质量。一般装运20ft集装箱多采用4×2型半挂牵引车拖带双后轴半挂车；装运40ft或双20ft集装箱多采用6×4型或4×2型半挂牵引车拖带双后轴或三后轴半挂车。

选用半挂牵引车和半挂车时，可用下列公式求出各轴载质量。

(1) 半挂车作用在牵引鞍座上的质量(牵引鞍座载质量)m_1(见图9-27)

$$m_1 = m_b \frac{C}{A} + m_j \frac{B}{A} \tag{9-12}$$

式中：m_b——半挂车质量，t；

C——半挂车质心至后轴线的距离，m；

A——半挂车轴距(牵引销中心线至后轴线的距离)，m；

m_j——集装箱总质量，t；

B——集装箱质心至后轴线的距离，m。

(2) 半挂车后轴载质量 m_2

$$m_2 = m_b + m_j - m_1 \tag{9-13}$$

(3) 半挂牵引车前轴载质量 m_3

$$m_3 = m_1 \frac{B_1}{A_1} + m_q \frac{C_1}{A_1} \tag{9-14}$$

式中：A_1——半挂牵引车轴距，m；

B_1——牵引鞍座至后轴距离，m；

m_q——半挂牵引车质量，t；

C_1——半挂牵引车质心至后轴距离，m。

(4) 半挂牵引车后轴载质量 m_4

$$m_4 = m_1 + m_q - m_3 \tag{9-15}$$

值得注意的是，上述各轴载质量均是在静态条件下计算出来的。在实际运行时由于牵引鞍座处水平牵引力的存在，导致各轴负荷动态变化，半挂牵引车后轴负载增加，半挂牵引车前轴和半挂车后轴负载减小。因此，在静态计算各轴载质量时，应让半挂牵引车后轴载质量值略小于半挂车后轴质量值。例如，对装载40ft集装箱的车组，推荐下列限定值：

$m_3 = 6\text{t}$，　$m_4 = 18\text{t}$，　$m_2 = 20\text{t}$

半挂牵引车通行道路必须承受车轮满载时的轮压，具体轮压值可由各供应商提供。

2. 车辆选型的关键因素

1) 能力因素

能力因素指半挂牵引车是否适合港口物料类型并具备合适的运载能力。目前国内半挂牵引车运载能力多为汽车列车60～80t，除去自重(半挂牵引车+鹅颈+半挂车)约20t，实际装载货物约为40～60t。可运载货物的质量、货物类型、单件最大质量限制等是车辆选型的关键因素。

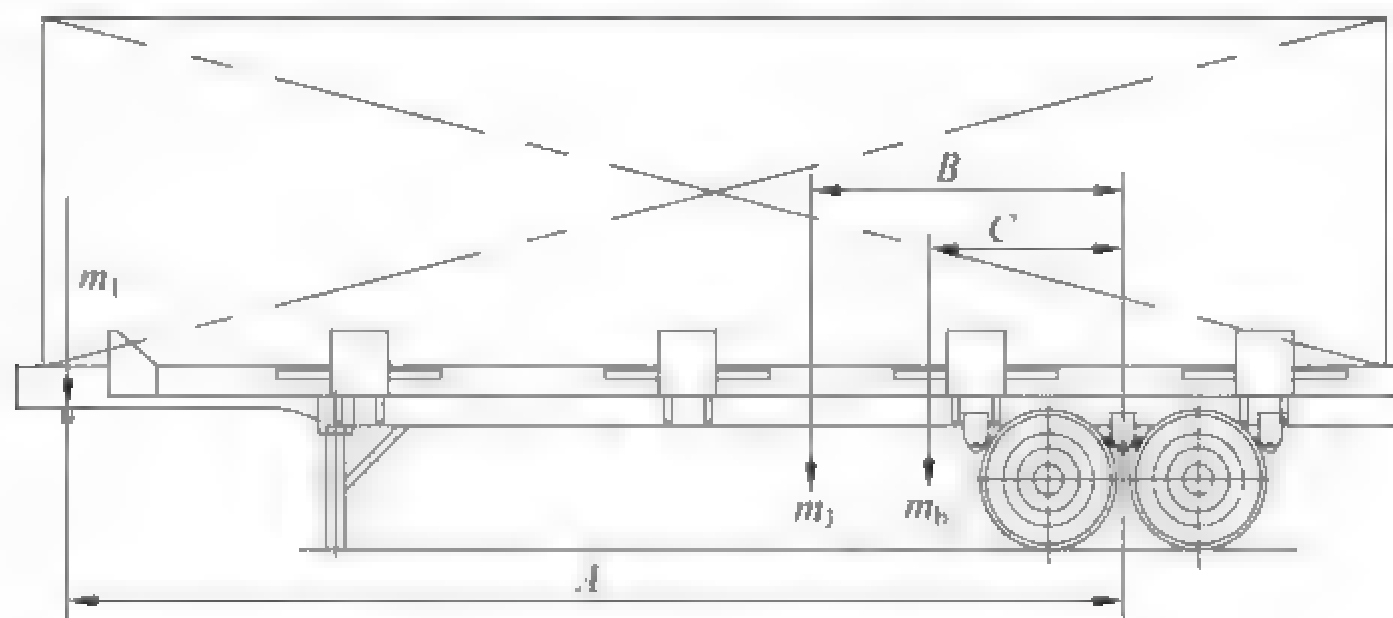


图9-27　牵引鞍座载质量计算图

2）效率因素

效率因素指能否满足用户对设备的高效率要求和期望，它是半挂牵引车选择的重要因素。针对繁忙、狭小的作业工况，可举升式鞍座牵引车所具有的“一拖二”工作模式可以大大提高货物的流转效率，甚至可根据实际使用情况对设备配置进行调整以进一步提高效率。

3）经济因素

除了考虑设备本身的市场价格外，还应考虑后续的维护价格。有些设备虽然最初投入较低，但后续的维护费用较高，而且还要考虑设备在未来一段时期内能否满足市场发展的需要。同时，设备利用率、作业效率也会在某种程度对经济性带来一定的影响。另外随着国际国内燃油价格不断上涨，设备的燃料费也水涨船高，采用LNG为能源的港口牵引车则表现出明显的优势。天津港用哈工机械的80t系列半挂牵引车做了对比测试，在相同工况下，LNG燃料费用的投入相比使用柴油为1∶1.26，具有明显的经济效益。目前市场上还有以纯电动或超级电容为能源的半挂牵引车，但由于技术限制，其电池组或超级电容的配置费用巨大，电池组或超级电容的使用年限也有限，到期后更换电池组或超级电容成本巨大。

4）环保因素

随着节能环保的理念越来越受到重视，用户在半挂牵引车的选用上会结合一定的环保目标。目前的半挂牵引车的动力能源可分为燃油、天然气、电池等，可为用户提供多种选择。随着配套设施的进一步完善，半挂牵引车逐渐向天然气半挂牵引车和全电动半挂牵引车转换。

5）前后视野问题

半挂牵引车驾驶员四周视野开阔，多采用偏置驾驶室、大平面风挡玻璃、玻璃可升降左门、可视后推拉门、可视右推拉窗、宽视野左右后视镜。

3. 典型产品主要技术性能参数

表9-5为国内外各品牌半挂牵引车的主要技术性能参数，根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成。

表9-5 半挂牵引车主要技术性能参数

主要参数 \ 品牌	中国重汽	陕西重汽	哈工机械	Kalmar	TERBERG
额定牵引质量/t	70(57)	70	80	65	N/A
最小转弯半径/mm	6000(6500)	7000(8500)	5400(5730)	5563(7056)	6500
自重/kg	6900(7650)	8000(7500)	7500(8100)	7000	7000
发动机功率/kW	196(196)	193(177)	176	170(155)	170
变速箱类型	自动	自动	自动	自动	自动
满载车速/(km/h)	25	15～25	25	可设(40)	25
空载车速/(km/h)	39(40)	38(35)	45	N/A	36.2
第五轮形式	可升降	可升降(固定)	可升降	可升降	可升降
最大爬坡度/%	20	20	22	23	N/A
外形：(长×宽)/(mm×mm)	4920×2645 (5275×2630)	6000×2645 (5070×2645)	4984×2500 (5290×2500)	4900×2490 (5340×2730)	5435×2480
动力类型	柴油(LNG)	柴油(LNG)	柴油(LNG)	柴油(LNG)	柴油

注：(1) N/A表示未能找到相关数据；

(2) 不带括号的为柴油发动机，带括号的为LNG发动机。

9.3.6 技术标准与规范

目前，半挂牵引车的设计、制造、验收和使用还没有专门的标准和规范，表9-6给出了一些与半挂牵引车相关的工业车辆和汽车领域的标准和规范，可供参考和借鉴。应该注意，由于这些标准和规范并不针对半挂牵引车，并且大多为推荐性规范，使用时只能由专业工程师选择性地参考使用，不必过多拘泥于某些具体的条文。

另外，在国内半挂牵引车须先取得特种设备检验所颁发的《型式试验合格证》后，再获得国家质检总局颁发的《特种设备制造许可证》后方可制造销售。

9.3.7 技术发展趋势

1. 节能环保化

1) 天然气燃料驱动

天然气作为新型的车辆燃料具有显著的环保性、安全性、经济性。由于天然气车辆的排放性能好、运行成本低、技术成熟、安全可靠，被世界各国公认为最理想的替代燃料车辆。天然气包括液化天然气(LNG)和压缩天然气(compressed natural gas，CNG)，目前，天然气作为一种新型的清洁型燃料得到了广泛应用。

2009年7月陕汽新试制两辆LNG偏置码头半挂牵引车顺利下线并交付深圳盐田国际集装箱码头使用，成为国内将LNG技术应用到半挂牵引车的首家企业。盐田国际集装箱码头、宁波港等是国内最早使用LNG为燃料的半挂牵引车的港口。

2012年哈工机械向市场推出了采用举升式鞍座的以LNG为燃料的80t半挂牵引车，并交付天津港使用。同期，中国重汽集团也有LNG燃料半挂牵引车供应市场。国外Terberg公司和Kalmar公司有配备Cummins品牌的LNG和CNG发动机的半挂牵引车，其技术性能和参数达到柴油发动机水平。与柴油动力相比较，天然气发动机驱动的半挂牵引车节能减排效果显著。如对现有的使用柴油发动机的半挂牵引车进行改造，一般是将柴油

表9-6 半挂牵引车设计、制造参考标准和规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 16178—1996	《厂内机动车辆安全检验技术要求》
2	JB/T 10052—2010	《铅酸蓄电池用电解液》
3	QC/T 741—2006	《车用超级电容器》
4	GB/T 24347—2009	《电动汽车 DC / DC 变换器》
5	GB/T 19836—2005	《电动汽车用仪表》
6	GB/T 18488.1—2006	《电动汽车　用电机及其控制器　第1部分：技术条件》
7	GB/T 18488.2—2001	《电动汽车　用电机及其控制器　第2部分：试验方法》
8	GB/T 18384.1—2001	《电动汽车　安全要求　第1部分：车载储能装置》
9	GB/T 18384.2—2001	《电动汽车　安全要求　第2部分：功能安全和故障防护》
10	GB/T 18384.3—2001	《电动汽车　安全要求　第3部分：人员触电防护》
11	GB/T 20234.1—2011	《电动汽车　传导充电用连接装置　第1部分：通用要求》
12	GB/T 20234.3—2011	《电动汽车　传导充电用连接装置　第3部分：直流充电接口》
13	QC/T 743—2006	《电动汽车用锂离子蓄电池》
14	GB/T 18387—2008	《电动车辆的电磁场辐射强度》
15	GB/T 18385—2005	《电动汽车　动力性能　试验方法》
16	GB/T 23336—2009	《半挂车通用技术条件》
17	GB/T 4606—2006	《道路车辆　半挂车鞍座50号牵引销主要尺寸和安装、互换性尺寸》
18	GB/T 20070—2006	《道路车辆　牵引车与半挂车之间的机械连接互换性》

发动机换成相应型号的天然气发动机，改造成本较大。

2）混合动力

应用于工程车辆的混合动力系统主要有燃油与电动混合动力（一般简称电动混合动力）和燃油与液压混合动力系统（一般简称液压混合动力）。这两种混合动力系统在半挂牵引车上都有应用。

电动混合动力的能量储存在蓄电池中，能量密度高，功率密度低。蓄电池虽然可以吸收大量的能量，但充电时间相对较长，因此不能完全获取制动能量。

液压混合动力的功率密度高，能量密度低，系统可储存的总能量有限。然而，它能瞬时收集并储存能量，一旦需要就能立即投入使用，存储能力强并在短时间内完成能量释放。所有的制动能量在液压蓄能器内储存。液压混合动力能够有效利用制动动能，并马上在车辆启动阶段得到重新利用，对于启动及停车周期频繁而短暂的车辆而言，液压混合动力是理想之选。半挂牵引车整机重量大，制动时可在短时间内蓄积大量的制动能量。

美国的 Eaton Corp 和 Parker Hannifin 两家公司都进行了液压混合动力系统的开发，明显优势是燃油经济性和减少排放。Kalmar 的集团公司芬兰 Cargotec 公司与新加坡科技动力有限公司（ST Kvnetics）合作，共同完成新加坡国家港务集团液压混合动力技术的开发，将 hypower 混合动力液压驱动装置整合到 Kalmar 的半挂牵引车上。首台混合动力车已在 2009 年 11 月投入使用，约能够实现节能减排 15%。

美国 Capacity 公司开发出一种串联电动混合动力半挂牵引车（PHETT），可减少 60% 的燃油消耗，降低 30% 的噪声。2007 年高交会，由蛇口集装箱码头和中国科学院深圳先进技术研究院联合开发试验成功的混合动力码头用环保半挂牵引车在会上亮相。该半挂牵引车动力不是燃油，而是“电＋油”的混合，能耗和废气排放量均能减少 30% 以上，噪声也能减弱 20%。

3）纯电动

纯电动车辆的驱动包括电动机和储能装置等，常用的储能装置包括化学蓄电池、燃料电池和超级电容等。纯电动车辆中适用的能源是高比能量的化学蓄电池和燃料电池。蓄电池是电动车辆储能装置的主角，其中镍氢蓄电池和锂离子电池的比能量最高，但相应的价格也高。燃料电池是利用外部供给的反应物发电，通过依次排出生成物连续产生电能的电池。燃料电池直接把化学能转换为电能，所以效率很高，且反应排出气体的主要成分是水蒸气，具有优越的环境性。超级电容是通过电极上正负电荷的物理性吸附和脱落而进行充放电操作，具有优越的快速充放电特性，而且寿命也很长。通常情况下，超级电容不是单独使用的，而是在混合动力或纯电动车辆中，作为蓄电池或燃料电池的辅助装置使用。

2010 年 4 月美国洛杉矶港引进由 Vision Industries 公司与 Capacity 公司合作开发的零排放电动/氢燃料电池混合动力半挂牵引车（ZETT），该半挂牵引车可连续工作 16h，充电仅需 15min，以明显的优势超过电池动力半挂牵引车，每台设备的成本不超过 28 万美元。

2009 年 9 月，我国陕汽开发的电动半挂牵引车选用 50 组超级电容作为动力源、大功率电动机驱动的纯电动设计，具有启动力矩大、调速精度高、系统效率高、维护简便等优点，达到零排放、无污染、低噪声，使用费用比传统柴油机车辆减少约 1/3。

2012 年 12 月，陕汽开发销售了其二代产品，该车平均车速保持在 20～30km/h，最高时速可达 35km/h。在短距离、固定区域内，运行机动灵活、性价比高。以上海洋山港为例，每百公里可节省近 200 元。

2. 整机控制智能化

港口设备正向节能环保化、装卸快速化、全自动化方向发展。智能化也是半挂牵引车的一个重要发展趋势。一些厂家将设备状态检测和实时监控技术、故障预诊断技术、实时动态显示安全状态技术、发动机总线油门自动升速技术、无线网络通信技术等智能化控制技

术应用于半挂牵引车，提高了半挂牵引车的智能化水平。

3. 牵引列车设计一体化

目前国内市场上的半挂牵引车与半挂车大多由主机厂和挂车厂分别提供。虽然两方在设计时分别进行了设计匹配上的优化，但由于沟通、技术以及其他方面的差别，并不能完全做到最优化的匹配。今后的半挂牵引车必然是向着整体设计或两方紧密沟通的方向发展。

9.4 全挂车

全挂牵引车的挂车形式为全挂车，其结构上通常都有一个由平板覆盖的承货平台。

全挂车的承货平台为一平板，自己不能行走，需有全挂牵引车拖带。通常由几辆全挂车和一辆全挂牵引车组成一列车辆来进行搬运工作。为保证整车工作，全挂车在购置上应满足以下要求：

(1) 具有合理的载货平台，结构轻便，但要有足够的强度和刚度；

(2)行驶平稳，转弯灵活；

(3)能随全挂牵引车沿同一车辙行驶，便于驾驶员控制和减少行驶阻力，只要是全挂牵引车能通过的地方，全挂车也必然能通过，在拥挤的货场可以安全行驶；

(4)便于解挂和脱开。

典型结构的全挂车结构示意图见图 9-28。

9.4.1 车架

全挂车的车身一般为钢材焊接而成，以纵梁为主要承载构件，若干横梁与纵梁连接，构成一个平面框架，在其上覆盖平板、U 形架等。纵梁常用的截面形式有工字形、槽形、方形和 H 形结构。

9.4.2 转向装置

转向装置应保证全挂车能随牵引车沿同一车辙行驶，以减少行驶阻力和增强通过能力。车轮一般全部做成能偏转的转向轮，各车轮间用连杆相连以便动作协调一致。全挂车的挂摘钩大多数做成自动或半自动式。

转向装置有轮式和轴式两种结构形式。轮式转向装置又有单轴轮式和双轴轮式两种。

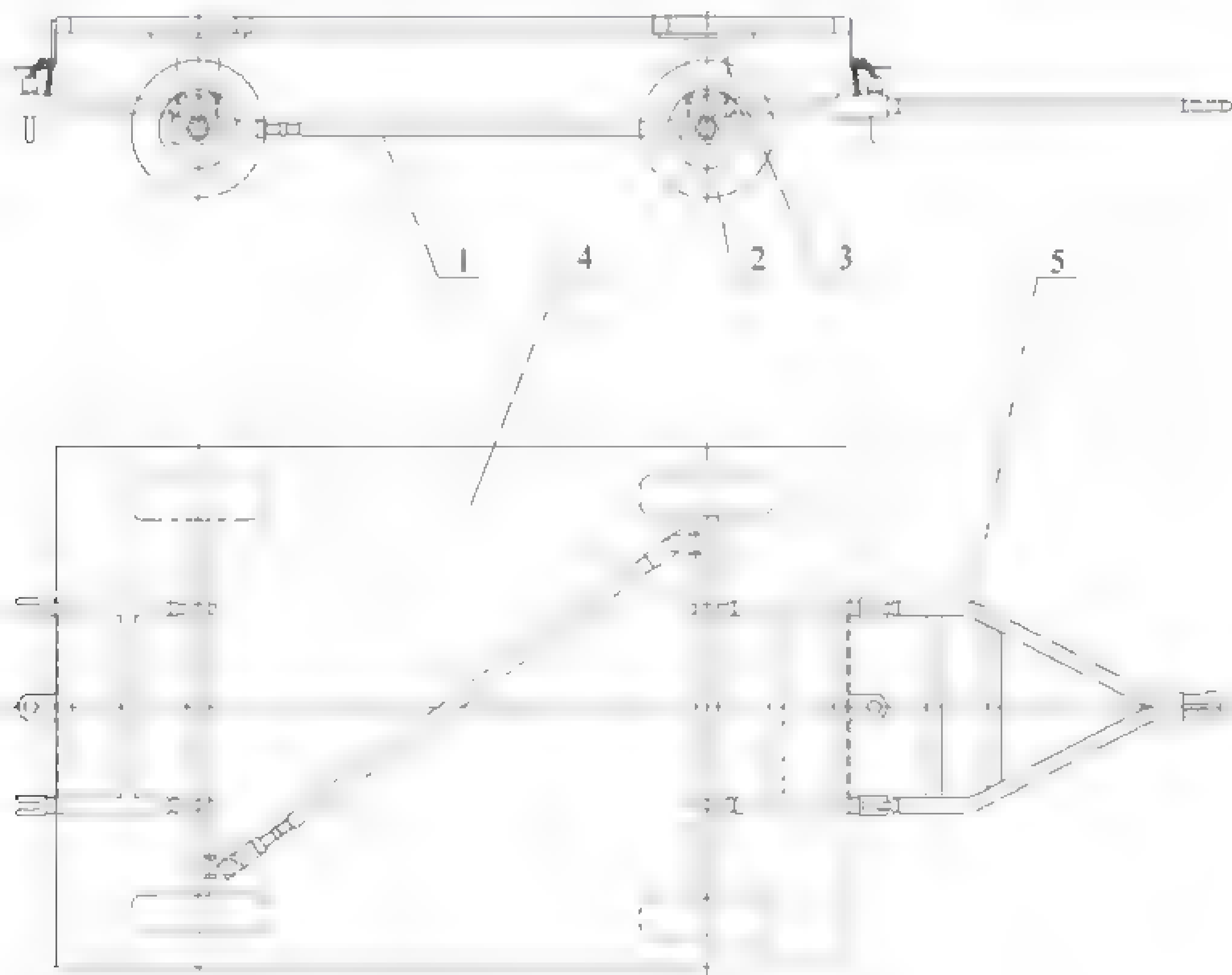


图 9-28 全挂车结构示意图

1—转向装置；2—车轮总成；3—回转支承；4—车架总成；5—拖柄总成

轮式转向装置,尤其是双轴轮式转向装置通过性能良好,但结构较复杂,承载能力不大,常用于载货量不大的中小吨位全挂车。轴式转向装置的工作原理是转向轴在牵引杆的带动下,绕与全挂车纵轴的交点旋转。轴式转向装置有中小轴的滚轮式结构、组合轴承中心轴式结构、滚珠盘式结构3种形式。轴式转向装置的承载能力较大,常用于载货量较大的重载挂车。

9.4.3　车轮和均衡装置

全挂车一般采用工业车辆所用的轮辋和轮胎,轮胎可用充气轮胎或实心轮胎。为使全挂车各个车轮受载均匀和满足缓冲减振要求,通常设置车轮均衡装置。均衡装置有平衡梁式、弹性悬挂梁式和板弹簧式3种形式。平衡梁式承载能力大,一般用于大吨位挂车;弹簧悬挂梁式和板弹簧式通常用于小、中吨位挂车。

9.4.4　制动系统

对大吨位全挂车,一般要求设置运行制动系统,其制动动力源由牵引车提供。一般要求运载20 t以上货物的全挂车就需要装设制动系统。

9.4.5　技术参数

全挂车的基本参数见表9-7。

9.5　半挂车

半挂牵引车的挂车是半挂式拖挂形式,是集半挂车和货载重量的一部分由牵引车直接承受的挂车。半挂车一般装有支腿,以便与半挂牵引车脱开后,使其稳固地支承在地面上。

按照运输货物的不同可分为集装箱半挂车和件杂货半挂车。

9.5.1　集装箱半挂车

按照搬运集装箱的大小,半挂车可分为20ft集装箱半挂车和40ft集装箱半挂车、2个20ft或1个40ft集装箱兼用半挂车三种。典型的集装箱半挂车结构示意图见图9-29。

集装箱半挂车由车架、行走支承装置、支腿、集装箱锁定装置和牵引销等组成。

1. 车架

集装箱半挂车一般为骨架式结构。在应装设集装箱固定装置的地方,全部安装转锁及固定件,车架的前后四角装有转锁,可与集装箱的角配件锁紧,以免在搬运过程中集装箱受震翻落。

车架为钢板焊接结构,底部是两根H形主梁,上面焊有平板框架,框架四周按照集装箱的尺寸焊有导板,便于集装箱对位。

表9-7　全挂车基本参数

额定载质量/t	自重/t	台面长度/mm	台面宽度/mm	平板车高度/mm	最小转弯半径/mm	拖挂高度/mm
3	0.65	2500	1500	700	2400	320
5	1.20	3000	1800	700	2500	320
10	2.40	4000	2000	800	3200	320
15	3.50	5500	2200	800	4500	500
20	4.00	6000	2200	900	6000	500
25	4.50	6000	2200	900	6000	500
40	9.00	6500	2200	1000	7000	700
60	10.0	7000	2200	1000	8500	700

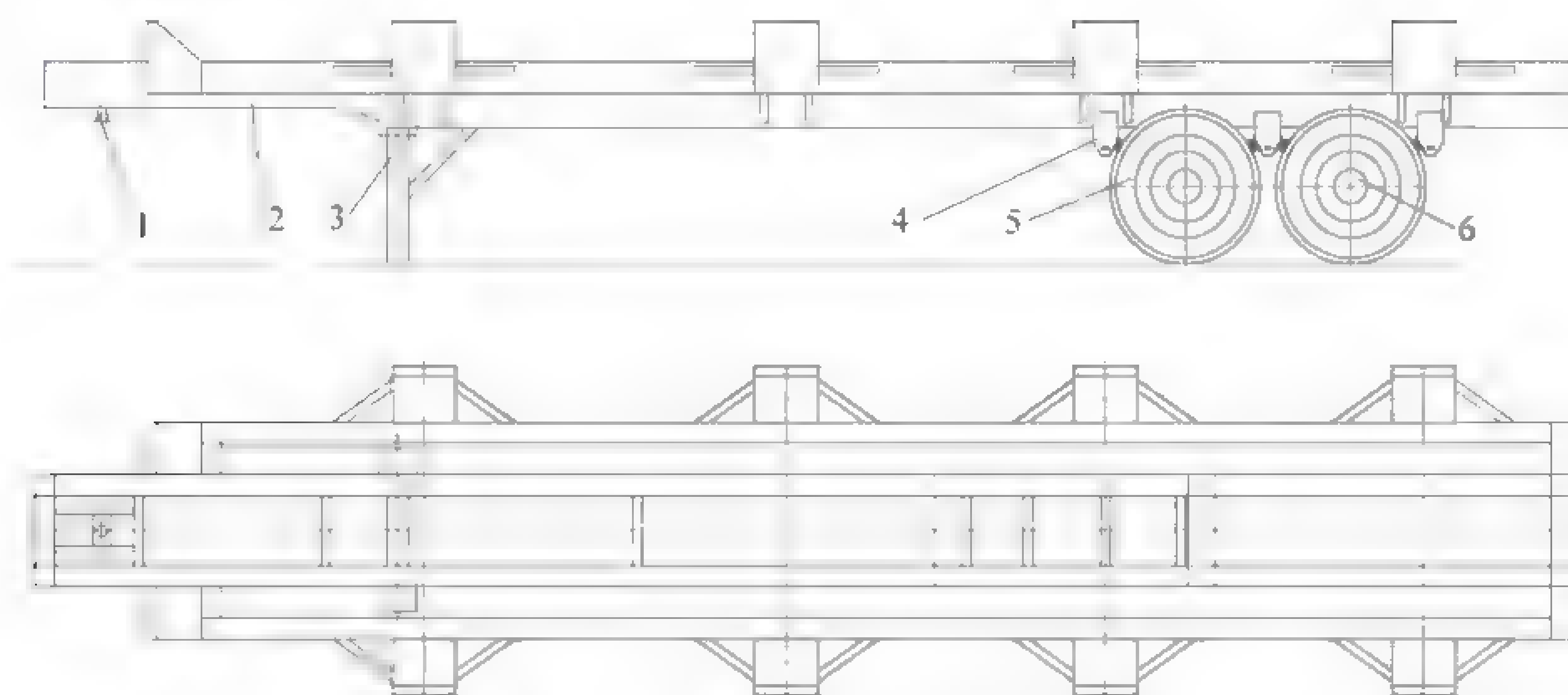


图 9-29 集装箱半挂车结构示意图
1—牵引销；2—车架；3—支腿；4—悬挂装置；5—支承装置；6—桥体

2. 行走支承装置

行走支承装置包括支持桥、悬挂装置、制动装置及从动车轮等。

半挂车的支持桥由轮胎、轮辋、轮毂、轴承、制动器、端轴、桥体等组成。桥体一般为焊接结构，一般由2根平行车桥构成，每根桥的两端各配有2个轮胎。车桥通常采用高强度钢质方形套管制成。轮胎可采用一般汽车轮胎。

半挂车后桥有二轴和三轴结构，采用串联式钢板弹簧悬挂装置。串联式钢板弹簧通过平衡梁连接。平衡梁能在一定范围内摆动，这样在半挂车通过不平路面时，后桥负荷可以在一定范围内调整，不会产生单轴受载情况。

制动系统包括行车制动系统和驻车制动系统。行车制动系统要求动作可靠，能够与半挂牵引车制动系统同步动作，且当半挂牵引车制动系统出现故障时能自行制动。制动器一般采用专门制造的大制动力矩、高灵敏度和长寿命的产品。制动有气制动和油压制动两种，为便于与半挂牵引车的制动系统连接和分离，通常采用气制动。当半挂车长期停放或于斜坡上停车时，应使用手动操纵的驻车制动系统。

3. 支腿

支腿安装在半挂车的前部，两侧各有一个，当半挂车与半挂牵引车分离时，需伸出支腿以支承车体使半挂车稳定地停住。左右支腿为联锁结构，只要一个手柄操作即可使左右支腿同时伸缩。通常分为慢速和快速升降两挡，如将手摇柄向后拉出并轻轻摇动时，支腿以慢速升降；如用力将手摇柄拉出摇动时，则支腿以快速升降。

4. 集装箱锁定装置

集装箱半挂车上对应集装箱角配件处，设置转锁及固定装置以固定集装箱。锁定装置的转锁按照装卸集装箱的类型布置，固定式转锁是利用转锁旋转90°而锁住集装箱角配件。固定式转锁结构简单，作用可靠，一般用于20ft和40ft集装箱半挂车的前后两组锁紧装置。装运20ft和40ft集装箱半挂车的中间两组锁紧装置有可藏式和起伏式两种转锁。当只装运一个40ft集装箱时，这两组转锁必须缩到车架平面之下。可藏式转锁结构复杂，制造较困难，但工作可靠；起伏式转锁结构简单，制造容易，但工作不太可靠，对位的准确度较差，且容易损坏。

5. 牵引销

集装箱半挂车与半挂牵引车通过鞍座连接。在连接前应保证半挂牵引车鞍座板面上有足够的润滑油脂，半挂车的牵引销、牵引滑板上不能有其他异物，保证牵引滑板的清洁。调整支腿，使半挂车牵引滑板与牵引鞍座高度相适应，一般以半挂车牵引滑板比半挂牵引车牵引鞍座的上平面中心位置低10～30mm为宜。注意不要太高，否则有时不仅不能连接，还会损坏牵引座、牵引销及有关零件。

牵引销是连接半挂车和牵引车并承受和传递牵引力和制动力的重要零件，要求有很好

的强度、刚性、耐磨性和使用可靠性，一般采用高强度合金钢制成。半挂车与牵引车配挂时，必须保证它们之间能够正确地配合，并有很好的互换性，因而有必要规定统一的牵引销尺寸。中国国家标准规定，对于最大总质量小于或等于50t的半挂车，采用50号牵引销，其几何尺寸应符合GB/T 4606—2006的规定。集装箱半挂车一般采用50号牵引销。

操纵牵引座锁止机构，使锁止块张开，呈自由状态。半挂牵引车倒退时，与半挂车中心线力求保持一致，两车中心线偏移限于40mm以下。牵引车鞍座口对准牵引销后缓慢倒车，半挂车牵引销滑入鞍座转盘的燕尾孔中，当牵引销向下落到挂车鼻端下面到位后，牵引销碰及锁定爪，由于阻力原因，锁定爪通过锁销的凸轮转动，并抓住牵引销。1个拉力弹簧将锁销拉至中心，卡住锁定爪，半挂牵引销就这样被锁住。

锁止块回位时，则半挂牵引车与半挂车成功牵引。连好后进行半挂牵引车与半挂车的电路和气路连接。

9.5.2　件杂货半挂车

件杂货半挂车如图9-30所示，由车架、行走支承装置、支腿以及导向架等组成。其特点为承载力大，重心低，与鹅颈间的摘、挂方便、迅速。

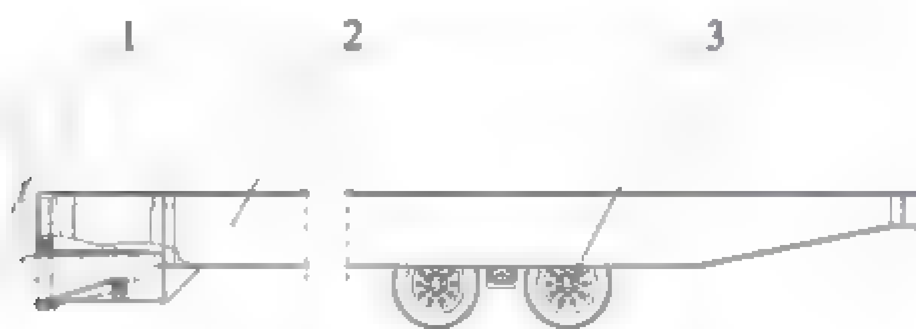


图9-30　件杂货半挂车
1—鹅颈；2—车架结构；3—行走支承装置

1. 车架

车架为钢板焊接结构，一般采用由3根或2根T形或H形重型主梁、若干根横梁和边梁组成的框架式结构。由低合金高强度钢板焊接而成。前端有与鹅颈相匹配的插入式牵引座。在半挂车底盘上全部铺有钢板，主要用于搬运件杂货。

2. 行走支承装置

行走支承装置为前后摆动的刚性平衡悬挂和车轮组，见图9-31。这种轮系对地面的接地比压低，滚动阻力小，非常适合短距离、低速、重载的运输工况。

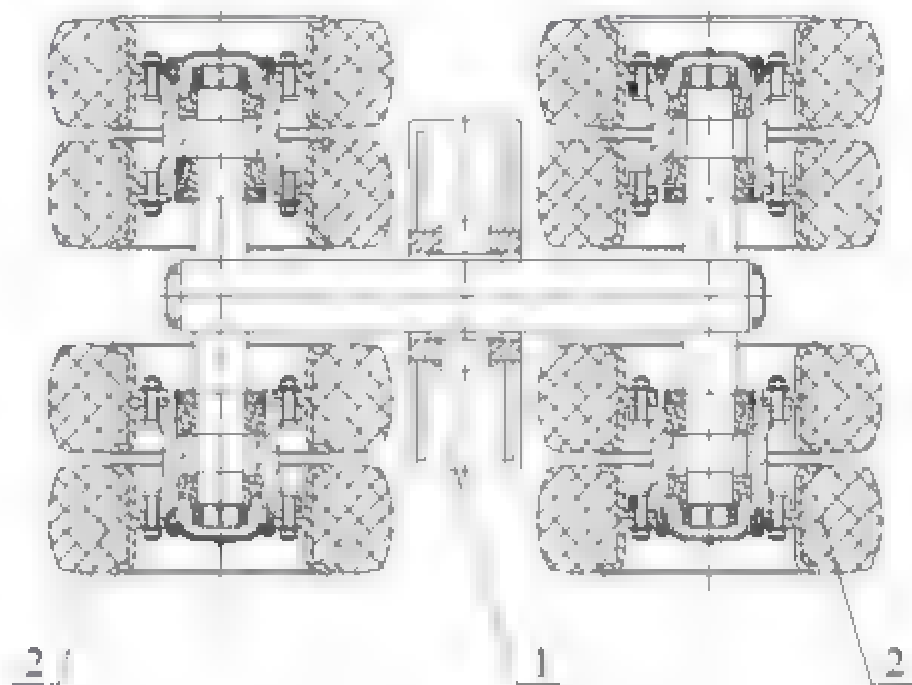


图9-31　件杂货半挂车行走支承装置
1—刚性平衡悬挂结构；2—车轮组

3. 刚性平衡悬挂

刚性平衡悬挂由支架、平衡梁、可摆动双车轴组成。平衡梁两端与前后车轴铰接，平衡梁中部由支架铰接在车架底面。平衡梁能纵向摆动，车轴可横向摆动，靠平衡梁及车轴的平衡作用，使前后车轴的位置与路面高低相适应。这样车轮与路面始终保持良好接触，使半挂车具有良好的附着性，轮胎负载保持均衡。当更换车轮或检修车轴时，松开平衡梁两端的固定螺母，就可将车轴从平衡梁中抽出。

4. 车轮组

车轮组采用装配式或压配式实心胎。这种轮胎重心低、承载大、耐磨损、耐刺破，适用于平整的场地路面。

装配式实心轮胎是可以与同规格的充气轮胎互换使用的实心轮胎。与充气轮胎相比，具有安全性高、耐刺穿、抗撕裂、耐磨且寿命长的优点。

压配式实心轮胎是将橡胶黏结在钢圈上，使用时通过压力机压装到轮毂上的实心轮胎。

轮胎的装配形式见图9-32。压配式结构简单，橡胶与钢圈结合紧密，胶体与钢圈不易脱离。装配式是将钢圈压入轮胎后，卡环限位，或是采用对开式的轮辋结构，螺栓紧固，这种结构方便单独更换轮胎或钢圈。两种结构可视工作场地、使用条件选择。



图 9-32 轮胎的装配形式

5. 支腿

件杂货半挂车的支腿与集装箱半挂车的不同，件杂货半挂车的支腿也是在半挂车的前部，利用车架结构在前面向下凸出一块结构作为支腿。支腿结构、半挂车的前部与鹅颈连接处的结构见图 9-30。

9.5.3 连接装置互换性尺寸

按照《半挂车通用技术条件》(GB/T 23336—2009)，半挂牵引车和半挂车连接装置的尺寸见表 9-8 和图 9-33。图表中的各符号意义如下：

(1) M ——牵引鞍座载质量，t；

(2) L ——牵引销轴线至半挂车前段距离，mm；

(3) R_f ——半挂车前部回转半径，mm；

(4) R_r ——半挂牵引车尾部回转半径，mm；

(5) H ——牵引座无负荷时结合平面离地高度，mm；

(6) H_1 ——支承装置升起后半挂车结合面离地最小距离，mm；

(7) l ——牵引销轴线至半挂车变截面前纵梁后端距离，mm；

(8) C_r ——牵引车尾部回转安全间隙，mm，C_r 不小于 70mm；

(9) C_f ——半挂车前部回转安全间隙，mm，C_f 不小于 70mm。

$M \geqslant 8.5$t 的 L、R_f、R_r、H、H_1、l 值适用于单、双后轴牵引车。

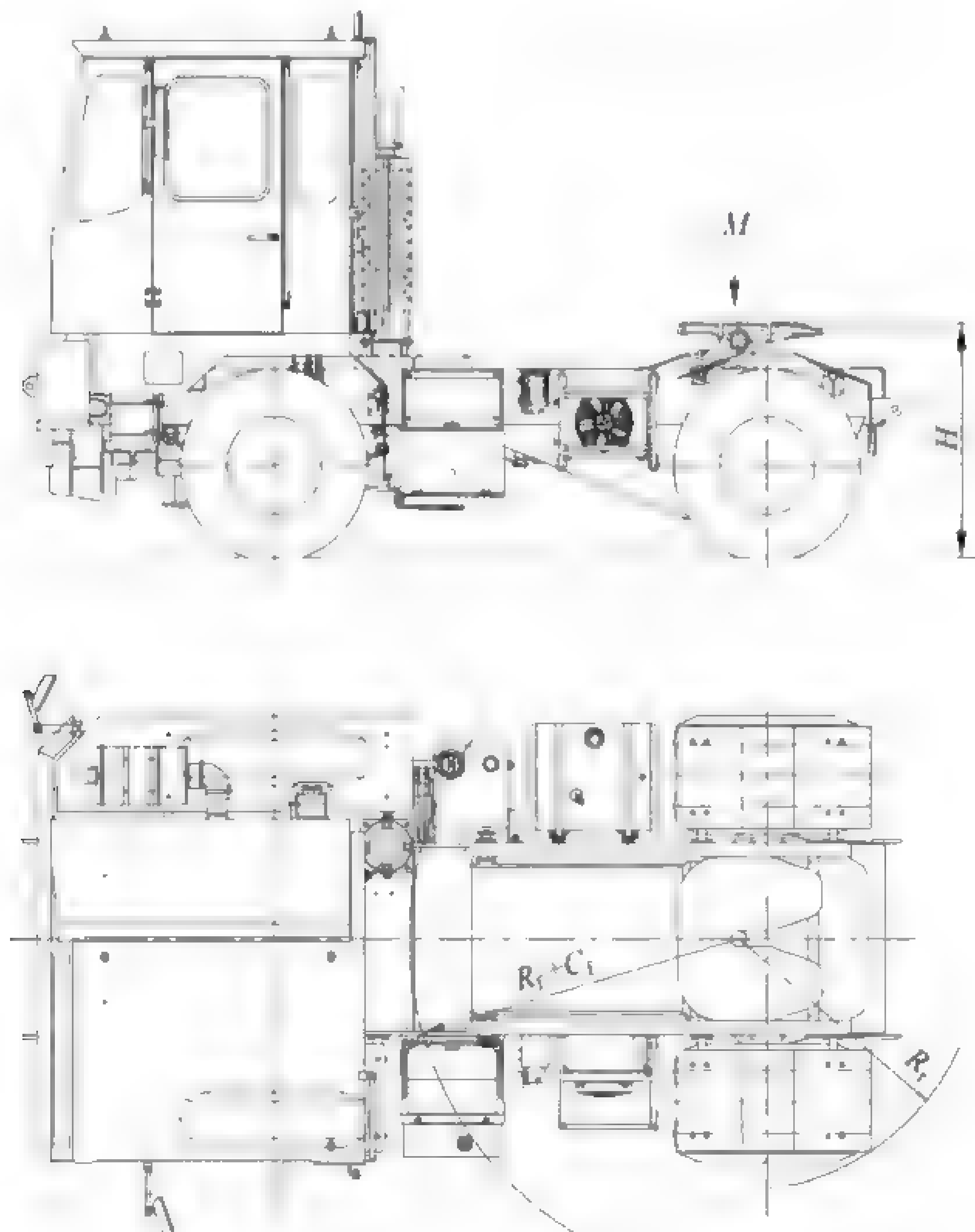


图 9-33 半挂车与半挂牵引车牵引连接装置互换性尺寸图

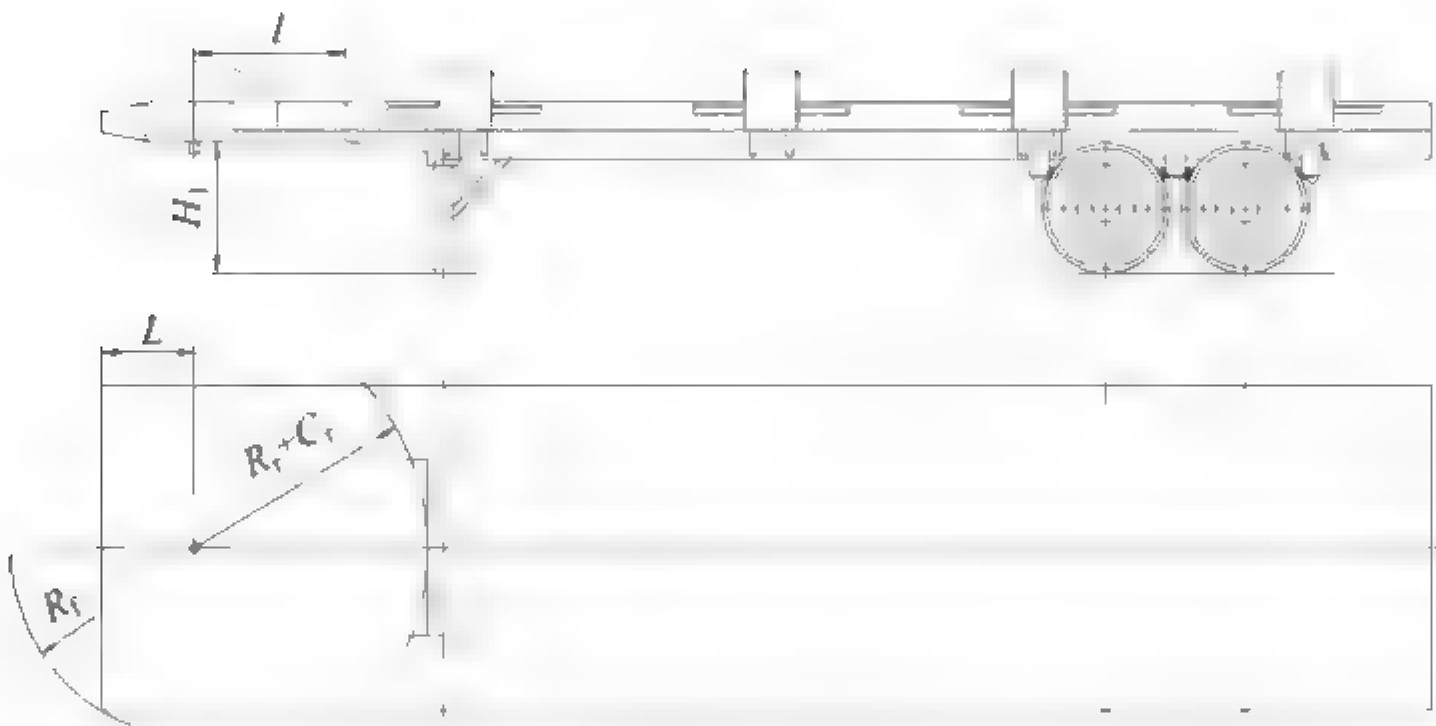


图 9-33(续)

表 9-8　半挂车与牵引车连接装置互换性尺寸　mm

M/t	L_{max}	R_{fmax}	R_{rmax}	H	H_1	l_{min}
≤4	800	1400	1310	1130～1160	1080～1110	500
4～6.5	900	1540	1470	1130～1187	1080～1137	500
6.5～8.5	1000	1600	1550	1187～1226	1137～1176	500
8.5～10	1000	1600	1900	1226～1315	1176～1265	750
10～17	1200	2000	1900	1250～1350	1200～1350	750
≥17	1600	2050	2200	≤1400	≤1350	750

第10章

集装箱正面吊运起重机

10.1 概述

1. 功能与特点

集装箱正面吊运起重机(reach stacker,简称正面吊)是一种用以完成集装箱装卸、堆码和水平运输作业的专用装卸搬运机械。它具有机动性强、作业效率高、操作简便舒适等优点,是一种应用较广的货场装卸搬运机械(见图10-1)。

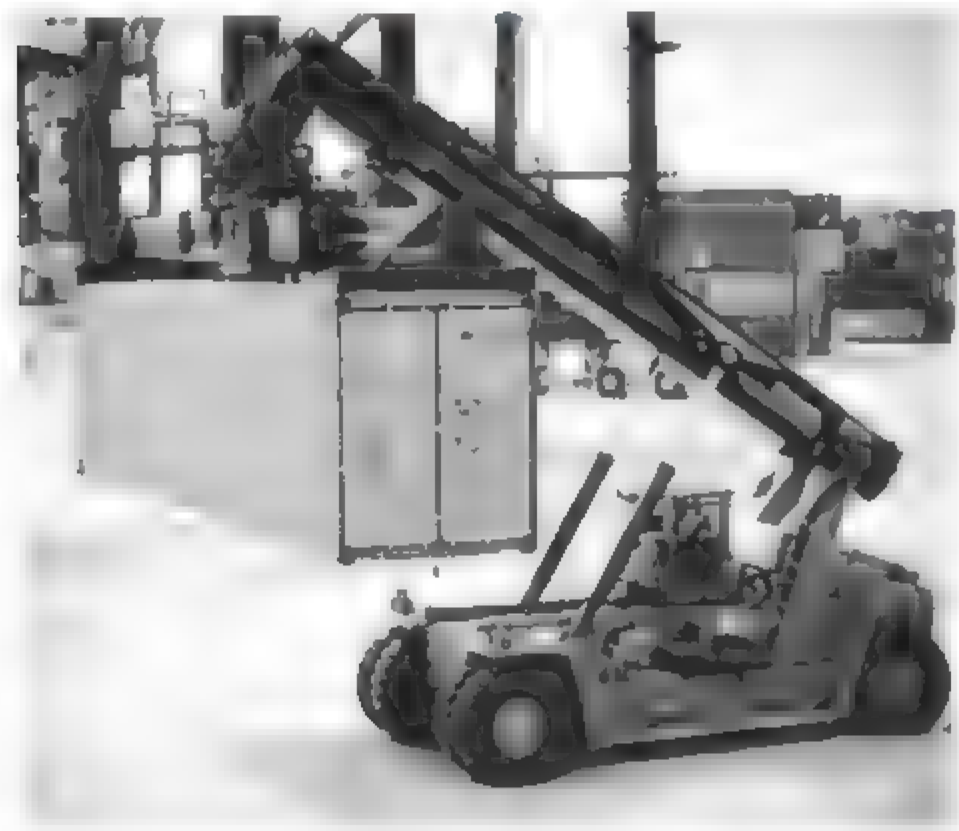


图10-1 正面吊外形图

正面吊的结构具有以下特点:带载俯仰的伸缩式臂架来实现起升功能,并可与整车行驶联合动作;能跨箱作业,堆码多层集装箱;配有多功能自动伸缩式吊具,适用于20ft和40ft的集装箱装卸,能够实现回转、横移、倾斜动作,便于对箱和通过较狭窄的通道;吊具上加装特制的吊爪后,可以连集装箱半挂车一起吊起,实现铁路公路联运;通过吊具四角的挂耳,利用钢丝绳等可吊装其他重大件货物。正面吊的缺点是:跨箱装卸作业能力有限,倒箱率高,单箱作业成本和维护成本高,能耗高,排放的废气污染环境。

2. 国内外发展现状

20世纪70年代后期意大利Belotti公司开发了世界上第一台正面吊B70,它是在该公司生产的轮胎式起重机的基础上改进设计而成的,开启了集装箱装卸搬运作业的一种新模式。

80年代初,正面吊的生产仅局限在少数几家公司,如意大利的Belotti、Ormig、HYCO等。这个时期的正面吊起重量一般为30～35t,堆码高度为4层(8ft6in高集装箱)。

进入90年代以后,生产该产品的公司进一步增多,其中具有代表性的有法国的PPM、意大利的Fantuzzi、Kalmar和SMV、芬兰的Valmet等。这个时期的产品已经开始向大型化发展,起重量达到42～45t,可以堆码5层箱高的产品(9ft6in高集装箱),其综合性能有了进一步的提高。

Kalmar公司于1985年就推出其首台正面吊,具有多年积累的制造经验和市场营销能力,使其成为世界最大正面吊制造商之一。目前Kalmar隶属于Cargotec集团,在中国上海设有工厂,现在已有20多种机型,能够较好地满足

客户各方面的需求。其产品除了能够起吊集装箱外,还可吊运件杂货等货物。林德公司是正面吊等港口搬运车辆的主要厂家之一,其产品外形流畅、美观,在中国占有一定的市场。芬兰科尼集团(简称科尼)是正面吊的生产厂家之一,收购了意大利 CVS 后,其实力进一步扩大。科尼推出混合动力正面吊,在节能环保方面取得了显著效果。除了传统的港口和联运码头外,科尼也向钢铁、风电、核能和石油天然气工业提供正面吊,是提供全世界最大的驳船搬运正面吊供货商之一。

交通运输部水运科学研究院(简称水科院)早在 1985 年就与广州港口机械制造厂成功研发了中国第一台正面吊。20 世纪 90 年代后期,水科院分别与深圳招商机械、北京宏联机械制造中心、大连叉车有限责任公司、秦皇岛通联重工有限公司、哈尔滨工程机械制造有限公司等公司合作开发了多种新型正面吊,使正面吊技术从空白逐渐到国际先进水平,为正面吊技术在中国的应用做出了重要贡献。

三一重工股份有限公司进入正面吊市场后,凭借其在工程机械上的技术优势和销售网络,进一步促进了国内正面吊技术的应用和推广。哈尔滨工程机械制造有限责任公司(简称哈工机械)凭借着与水科院和力士乐公司的密切合作,于 2008 年向市场推出正面吊产品,其液压控制系统采用了力士乐的 LUDV 控制技术,使臂架的俯仰、伸缩,尤其在进行复合动作时,操控的平稳性、精确性上有了进一步提升。安徽合力股份有限公司、中联重科股份有限公司也分别推出了正面吊产品。

国产正面吊与国外正面吊相比,在产品可靠性方面仍有提升空间。尤其是国内行业主要零部件的配套能力不足,配套件国产化使用率低,制约着产品整体技术水平的提升。

10.2 主要结构形式和分类

1. 按吊运的载质量分

(1) 重箱正面吊

主要对重载货物的集装箱进行作业,一般第一排可以堆码 4~5 层集装箱。

(2) 空箱正面吊

仅对空集装箱进行作业,一般第一排可以堆码 7~8 层集装箱,最高到 10 层。目前空箱正面吊应用较少,港口码头空箱吊运作业主要采用集装箱空箱堆高机来完成。

2. 按臂架的结构形式分

(1) 单臂架正面吊

单臂架正面吊是基本结构形式,其特点为起重臂采用单箱形结构,用两只俯仰液压缸在臂架两侧支承,结构简单、制造方便、操作灵活。

单臂架正面吊按照臂架的结构形式又可分为直线形单臂架正面吊和圆弧形单臂架正面吊。市场上的主流产品为直线形单臂架正面吊,圆弧形单臂架正面吊只有利勃海尔生产过,虽然其适合对第 2、3 排箱的隔箱作业,扩大了作业范围,但制作工艺复杂,购置和维护成本高。

(2) 双臂架集装箱正面吊

双臂架正面吊采用双起重臂,每个臂架分别由一只俯仰液压缸支承。这种形式的正面吊应用很少。

10.3 主要零部件及系统

正面吊由动力及传动系统、制动系统、转向系统、吊具、车架、臂架、司机室及操纵系统、液压系统、电气系统、安全保护装置等主要零部件和系统构成。

10.3.1 动力及传动系统

正面吊的动力及传动系统包括发动机、液力变矩器、变速箱、传动轴和驱动桥等,如图 10-2 所示。主要部件都由专业供货商提供集成配套件。

1. 发动机

正面吊采用柴油发动机集中驱动,为整机提供动力。需要合理配置发动机功率,如功率太小,会造成工作速度降低,生产率下降;功率太大,会增加油耗,加大造价和营运成本,整机经济性降低。发动机性能应与变速箱、驱动桥

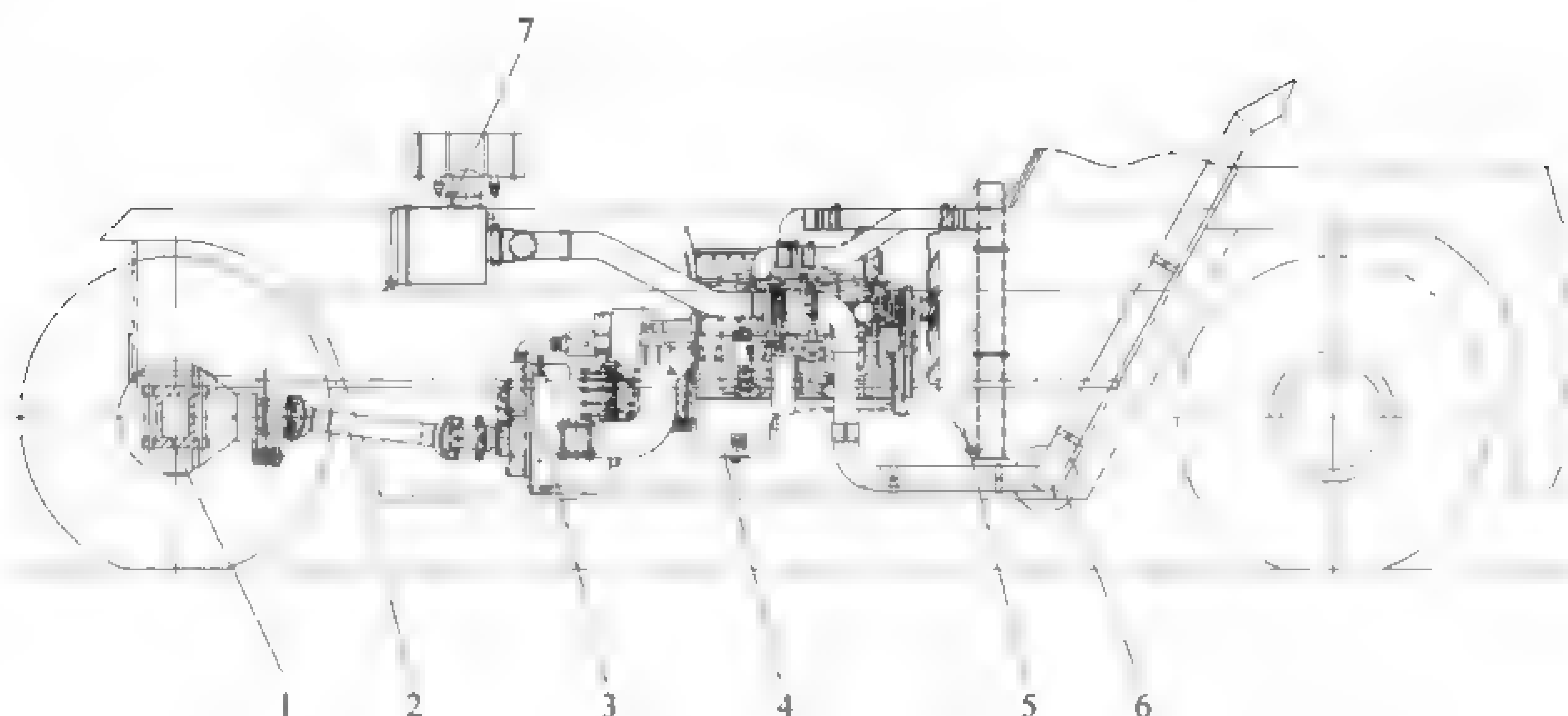


图 10-2 动力及传动系统

1—驱动桥；2—传动轴；3—变速箱；4—发动机；5—风扇；6—消声器；7—空气滤清器

等合理匹配。目前，市场上主流产品的发动机功率一般约为 250kW，主要为 Cummins 和 Volvo 两个品牌，性能相差不多，供不同港口用户根据习惯和喜好进行选择。目前产品一般为全电控系统以使燃油雾化充分，提高节油率，并带有涡轮增压器，提高发动机效率。发动机的排放一般符合欧美非公路机动设备环保排放第三阶段标准要求。发动机点火、润滑、燃料供给、冷却、进气和排气系统应配置齐全、有效、可靠。

2. 变速箱

变速箱通过改变传动比实现减速增扭，以及实现倒退行驶、利用空挡中断动力等功能。

正面吊一般采用定轴式动力换挡变速箱，液压操纵，控制变速箱多片摩擦离合器动力换挡。动力换挡摩擦离合器与液压变矩器配合使用，不需切断发动机动力就可以实现换挡。

目前正面吊一般选用美国 DANA 的 CLARK 品牌的变速箱，其具有自动、手动两种换挡方式，换挡更加方便自如，一般具有 4 个前进挡和 4 个后退挡。其电液控制系统操作简单省力，具有前进、后退电控式防逆转装置，使用更加安全。变速箱上具有双取力口，可以装配液压泵。

3. 传动轴

变速箱和驱动桥之间采用可伸缩万向传动轴连接，变速箱输出动力通过传动轴传递给驱动桥，实现整机前进或后退。传动轴的输入轴和输出轴夹角应符合变速箱厂家的要求，一般不宜大于 8°。

4. 驱动桥

驱动桥位于传动系末端，能改变来自变速箱的转速和转矩，并将它们传递给驱动车轮。另外驱动桥还要承受作用于路面和车架或车身之间的垂直力、纵向力和横向力，以及制动力矩和反作用力。

正面吊一般采用前桥驱动，带载完成整车的运行。空载时，驱动桥承受约整车 50%的重量，重载时，驱动桥支承整车(包括吊重)85%～90%的重量，这要求驱动桥具有足够大的动、静态承载能力，驱动桥的承载力一般在 100t 以上。市场上主流产品的驱动桥以美国 Axletech 和德国 Kelssler 两个品牌为主，均能承受各恶劣工况下的冲击载荷，安全可靠，使用寿命长。

驱动桥与带止口的车架支座通过高强度螺栓刚性连接。驱动桥结构组成包括主减速器、差速器、半轴、轮边减速器、制动器和桥壳。差速器可使两侧车轮以不同角速度旋转同时传递转矩，保证车轮的正常滚动。

桥壳为整个驱动的支承壳体，支承着整车及吊重对驱动桥施加的全部载荷。其结构包括中间桥壳和端桥壳。桥壳有铸造和焊接两种形式，美国 Axletech 的桥壳为铸造，而德国 Kelssler 是焊接桥壳。驱动桥各连接结合处应密封良好，无渗漏现象。桥壳上应设置通气孔

并保持畅通。

5. 车轮

正面吊的前桥每端有2个车轮，共4个车轮；后桥每端有1个车轮，共2个车轮。车轮主要由轮胎和轮辋构成，轮胎通过轮辋固定在前、后桥上。图10-3所示为前桥车轮典型结构形式，靠近内侧的轮辋4左侧有锥形止口与驱动桥5的锥形口相配，通过中间套圈3顶住；外侧的轮辋端部与中间套圈3的另一端配合，锁圈2带锥形口的一端与外侧轮辋锥形口配合；锁圈2的另一端通过压板固定在驱动桥5的端部。

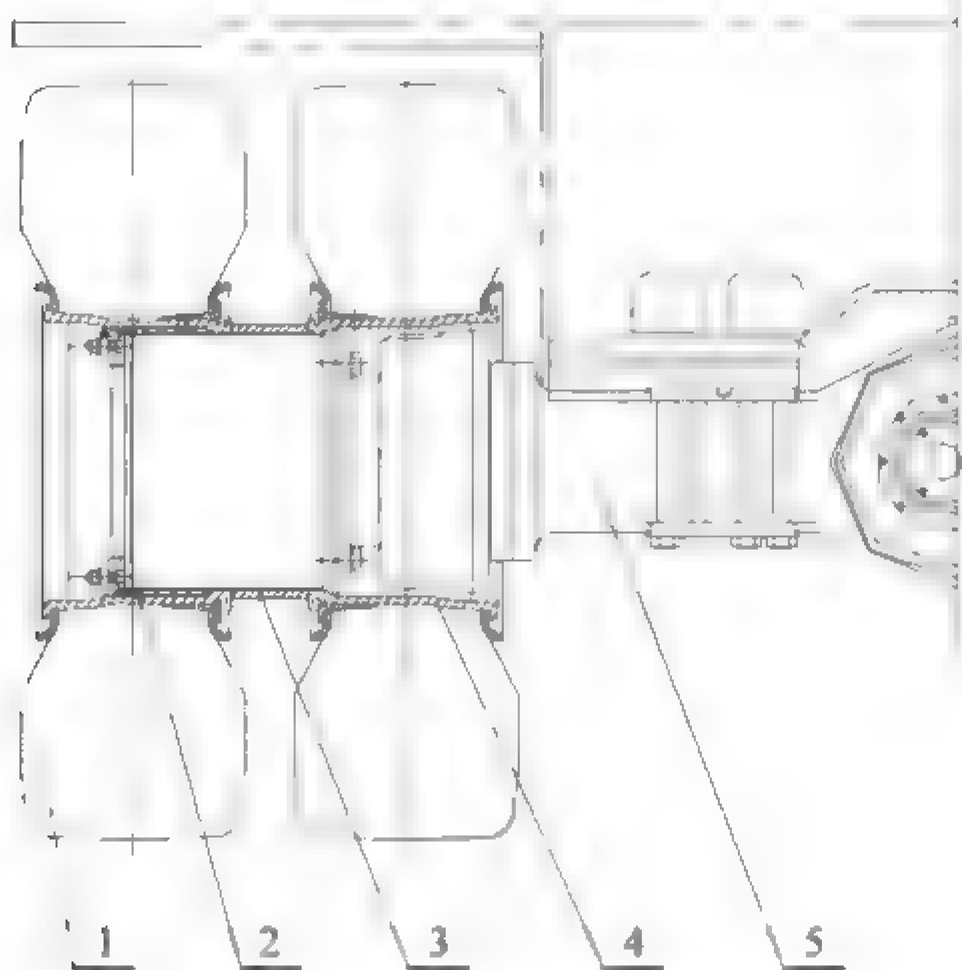


图10-3　前桥车轮典型结构

1—轮胎；2—锁圈；3—中间套圈；4—轮辋；5—驱动桥

轮胎一般选用18.00—25型号的无内胎式充气轮胎。在港口具体使用中，有些港口企业为了提高后轮转向轮胎的耐磨性，后轮轮胎采用实心轮胎。

10.3.2　制动系统

制动系统的主要功用是使行驶中的正面吊减速甚至停车、使下坡行驶速度保持稳定、使已停驶的正面吊保持不动。制动系统由行车制动系统和驻车制动系统组成。行车制动的控制装置与驻车制动的控制装置应相互独立。

行车制动系统一般为湿式多片制动器，集成在驱动桥端部。制动摩擦片浸在油室中，摩擦片表面附有油膜，具有自动补偿磨损功能，全封闭、避免污染物侵人，-般无须保养和调整。制动时应保证平稳、可靠、无异响。

驻车制动器-般为钳盘式制动器，装设在驱动桥的输入端。驻车制动状态下，制动钳在制动液压缸内的弹簧作用下夹紧制动盘，实现制动。当正常工作行驶时，通过电伺服控制使压力油进入制动液压缸，克服弹簧力，将钳盘松开，释放制动盘，驻车制动状态被解除。

正面吊的制动系统一般采用独立油箱，与主液压系统的油箱分开。

10.3.3　转向机构

1. 结构形式

转向机构采用全液压转向，通过方向盘操纵全液压转向器，驱动转向液压缸使车轮偏转。转向机构一般设置在后桥，正面吊的轴距长、外形尺寸大，为了提高其通过性，转向轮要有足够大的转角(达到70°～75°)。

转向机构(见图10-4)由转向桥梁、连杆、转向节臂、转向液压缸、轮毂及轮胎等组成。转向梯形机构通常采用曲柄滑块式转向方式，每侧的车轮6转向都由曲柄滑块式机构驱动，由双出杆转向液压缸3提供动力，液压缸的活塞实现滑块功能，驱动两侧的连杆2和转向节臂1使车轮转动。该形式构造简单，操纵方便，转向效果好。

为了操作方便，用户要求正面吊在停驶状态下转向车轮能够转向，所以转向液压缸的直径较大。

2. 转向桥梁

转向桥梁是后轮和转向机构的支承结构，应具有足够的强度和刚度。转向桥梁一般由制造厂用等厚钢板通过切割和焊接制成。梁体上焊有支架固定转向液压缸，转向节臂通过转向销轴和转向桥梁铰接，其内部安装有关节轴承和向心推力滚子轴承，以同时承受径向力和支承推力。与车架连接的转向支座和转向桥梁体焊接。转向桥通过转向支座和梁体上的销轴与车架铰接，2个销轴位于中央同一轴线上，以使转向桥能绕此轴线摆动，一般摆动角度控制在4°以内。

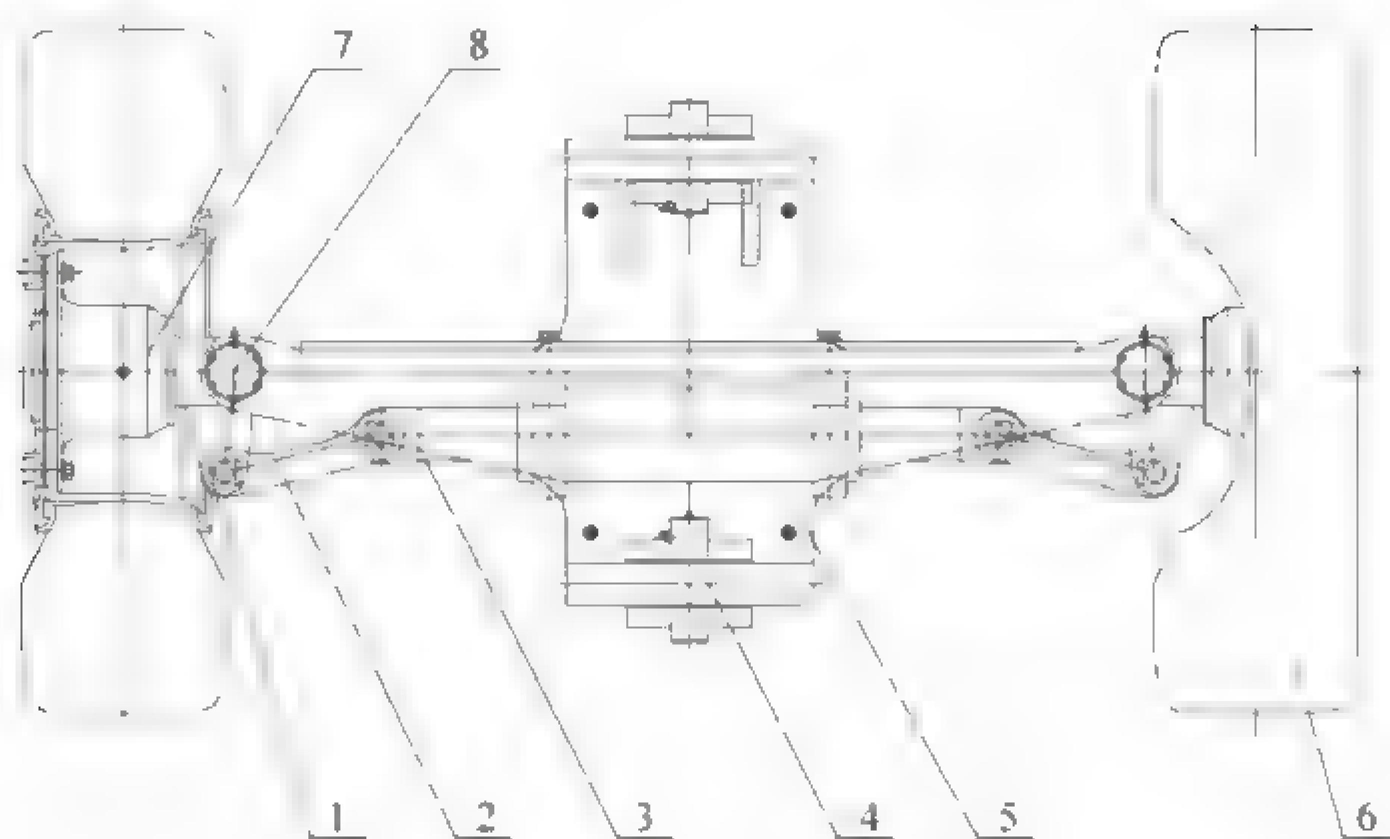


图 10-4 转向机构

1—转向节臂；2—连杆；3—转向液压缸；4—转向支座；5—转向桥梁；6—车轮；7—轮毂；8—转向销轴

3. 连杆

两连杆左右对称，连杆两端分别与转向液压缸和转向节臂铰接，是传递液压缸推(拉)力的构件。

4. 转向节臂

转向节臂由转向节轴和外伸板焊接而成。转向节轴上安装轴承和轮毂，使车轮能够绕转向节轴转动。工作时，连杆带动外伸板及转向节轴绕转向销轴转动，从而使车轮在滚动行进的同时实现正面吊转向。

10.3.4 吊具

吊具是正面吊装卸集装箱的重要工作部件，也是较易出现故障的零部件之一，其性能直接影响到正面吊整机性能和工作效率。目前应用较多的是自动伸缩式吊具(见图 10-5)，该吊具应能装卸 GB/T 1413—2008 规定的 20ft 和 40ft 集装箱，具有左右伸缩、横移、回转、倾斜、减摇等功能。吊具一般采用专业供货商的产品，主要以瑞典 ELME 公司、芬兰 BROMMA 公司、

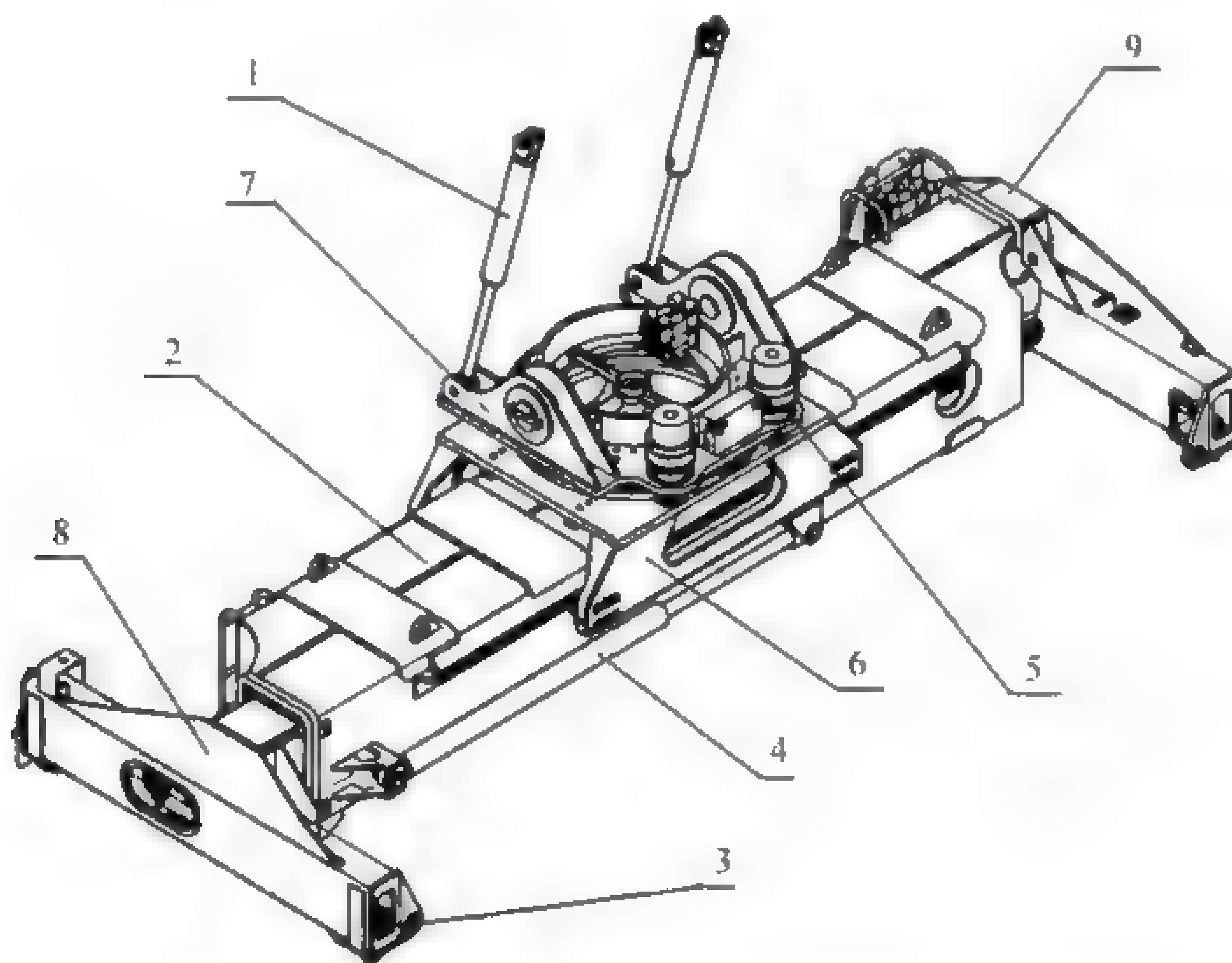


图 10-5 自动伸缩式吊具结构示意图

1—吊具减摇机构；2—底架；3—吊具转锁机构；4—吊具横移机构；5—吊具回转机构；6—上架；7—连接架；8—左伸缩架；9—右伸缩架

新加坡 RAM 公司的产品应用最多。

1. **吊具金属结构**

吊具的主要金属结构包括：

(1) 连接架：吊具与臂架的连接构件，由钢板拼焊而成。连接架与臂架的吊耳连接耳板用销轴铰接，连接架与回转轴承座圈用螺栓连接，连接架与臂架之间安装有减摇机构，以减缓吊具的摇摆。

(2) 上架：回转支座与底架之间的连接构件，由钢板拼焊而成。上架与回转支座用销轴或螺栓连接；与底架用可移动式的悬挂连接，以便使吊具有左右横移功能。悬挂支承方式采用滚轮或滑块形式。

(3) 底架：吊具结构本体的基本段，对左右伸缩架起支承作用。底架一般为箱形结构形式，由钢板焊接而成，焊接时要保证结构平直，尤其是箱形构件的平直，使左右伸缩架能自由伸缩。

(4) 左右伸缩架：左右伸缩架由伸缩梁和端梁组成。伸缩架的伸缩梁和端梁要相互垂直，左右两端梁要相互平行。左右伸缩架与底架装配完毕后，端梁转锁的位置尺寸和公差不应低于 GB/T 3220—2011 的规定，以保证吊具的转锁能够顺利进出集装箱的角配件。

目前，一些吊具在 4 个角上还设有 4 个吊钩，吊钩上设有防脱落装置，可以提升更多种类的货物。

2. **吊具回转机构**

回转机构由旋转支承装置和回转驱动装置两部分组成。旋转支承装置将吊具回转部分(上架 6)连接到固定部分(连接架 7)上，回转驱动装置驱动吊具回转部分作相对于固定部分的回转。吊具回转主要用于集装箱装卸作业时的对箱和吊运时直行通过较狭窄的通道。

目前吊具一般采用"液压马达＋齿轮箱＋滚动轴承"回转支承形式，一般采用 2 个液压马达驱动。这种机构可 360°回转，吊具高度方向上尺寸较小，结构紧凑。回转支承装置有一个大回转滚动轴承，吊具上架与大轴承回转座圈用螺栓连接，而大轴承固定座圈则通过吊具连接架与臂架连接，液压马达和齿轮箱通过回转支座与连接架固定。吊具回转时，液压马达驱动齿轮箱，通过输出轴端小齿轮带动回转滚动轴承的齿圈，实现吊具上架相对于连接架的回转。这种吊具回转机构中，受力最大的是回转滚动轴承，它支承吊具回转部分和集装箱的全部重量，一般选用四点接触球式回转支承。

3. **吊具横移机构**

吊具横移机构一般采用液压缸推动。横移液压缸一端固定在上架上，另一端固定在底架上。横移液压缸的伸缩带动底架作相对于上架的横向移动，一般左右可横移 800mm。上下架间存在一定的活动空间，使二者相对侧向倾斜的角度不小于±2°。

4. **吊具伸缩机构**

吊具伸缩机构一般采用液压马达驱动链条、链轮和推杆动作，在吊具底架内伸出和缩回，保证吊具能够自动在 20ft 到 40ft 间切换，满足装卸 20ft 和 40ft 集装箱的需要。

5. **吊具转锁机构**

吊具转锁机构与集装箱起重机通用吊具转锁机构相同，由端梁中的 2 套液压缸系统组成。每个液压缸驱动 2 个转锁，使转锁完成 0°到 90°的变换，打开和锁住吊运的集装箱角配件。当转锁转角小于 90°，即尚未完全锁住集装箱时，正面吊不能进行臂架俯仰和伸缩，以保证安全。

6. **吊具减摇装置**

正面吊设置能抑制吊具与集装箱摇摆的减摇装置。一般在臂架和吊具间设置减摇装置，减少正面吊起、制动和行驶时集装箱的摆动。减摇功能一般由 2 个液压缸来实现，液压缸的一端通过销轴连接在臂架的伸缩臂端部，另一端通过销轴连接在吊具连接架的耳板上。

10.3.5　车架

车架是正面吊的主要结构件，承受着正面吊上部结构重力、起吊集装箱重力、风力和各机构的惯性力以及力矩。在车架中间悬挂布置有动力及传动系统，前部和后部分别连接驱动桥和转向桥，将载荷通过轮胎传递到地面。

正面吊车架的典型结构形式见图 10-6，通

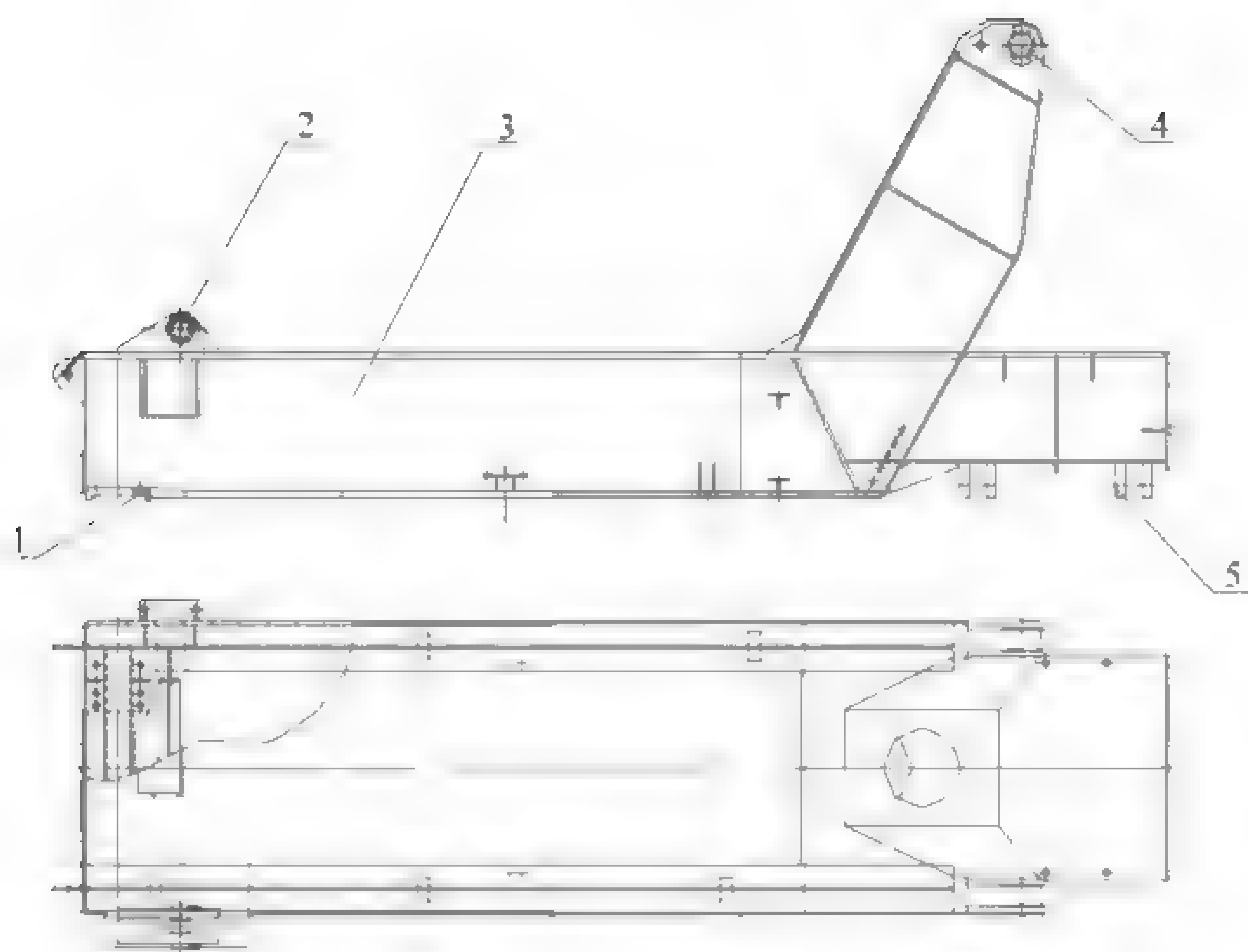


图 10-6　正面吊车架的典型结构形式

1—驱动桥支座；2—俯仰液压缸下支座；3—车架主体；4—臂架支座；5—转向桥支座

常为由 2 根纵梁、2 根横梁、1 根后梁组成的闭合空间刚架结构。为提高刚性，大多纵梁采用工字形与箱形相结合的对称闭合截面结构，两纵梁间布置动力及传动系统，空间应尽量大。前横梁下面设有驱动桥支座 1，用螺栓和驱动桥刚性连接，一般为箱形结构。后横梁主要传递车架上部结构重力和起升载荷等，采用复合箱形结构，以增加车架后部的强度与刚度。后梁支承后配重，同时焊有支座 5 悬挂转向桥，一般采用箱形结构。

俯仰液压缸下支座有两种布置形式：(1)布置在车架纵梁上面(见图 10-6)；(2)布置在车架纵梁侧面。

正面吊俯仰液压缸传递较大的载荷，为提高车架结构强度和刚度，俯仰液压缸下支座处的 2 根纵梁，在不妨碍其他部件安装时，用横梁把它们连接到一起。车架上还设有臂架支座 4，用销轴连接臂架进行俯仰和伸缩动作。

10.3.6　臂架

1. 臂架结构

臂架是正面吊升降的重要构件，它不仅可以绕车架销轴作俯仰动作，还可以作伸缩运动，工作示意图和结构形式分别见图 10-7 和图 10-8。在控制臂架重量的前提下，增强臂架强度和刚度是改善正面吊性能的重要途径之一。

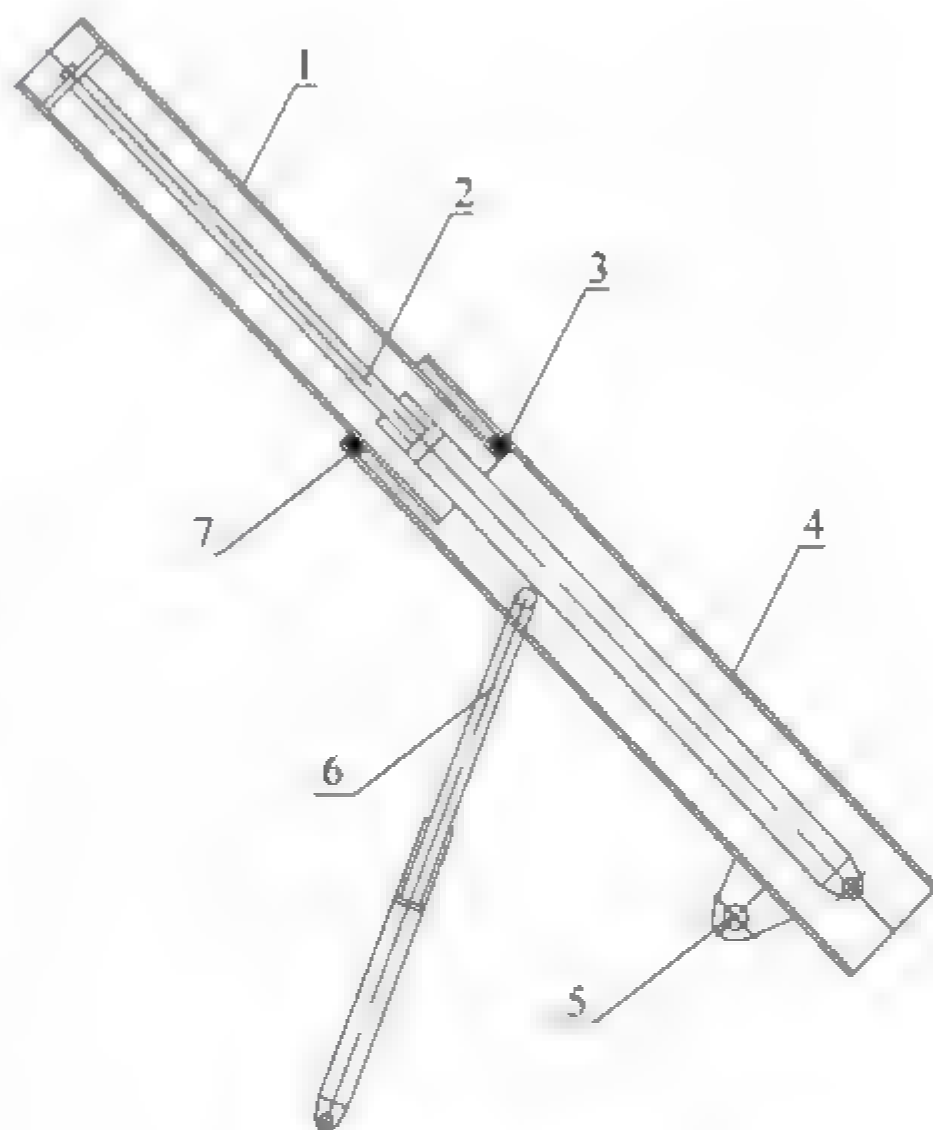


图 10-7　臂架伸缩和俯仰工作示意图

1—伸缩臂；2—伸缩液压缸；3—上支承装置；4—基本臂；5—车架连接支座；6—俯仰液压缸；7—下支承装置

臂架由基本臂和伸缩臂构成。基本臂由钢板拼焊成箱形结构，并在受力较大的部位进

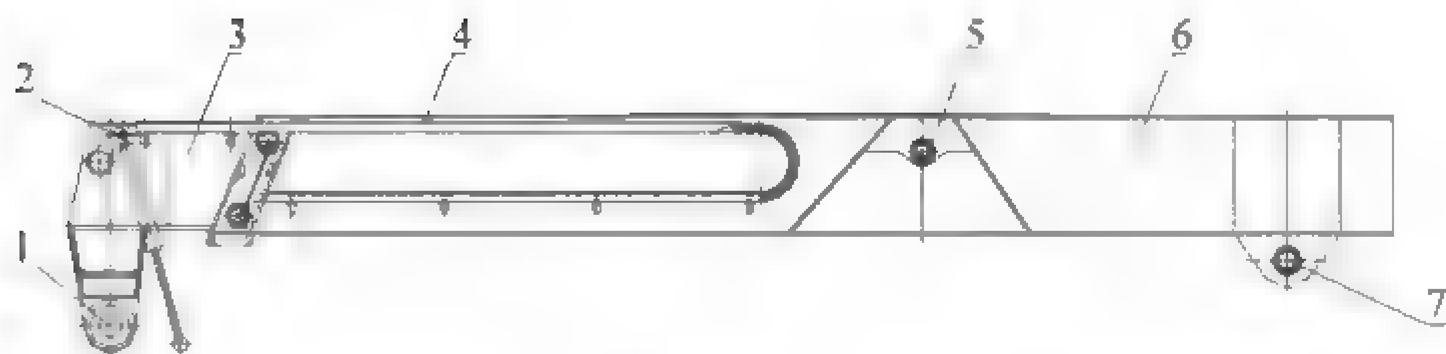


图 10-8 臂架的典型结构形式

1—吊具连接耳板；2—吊具减摇连接耳板；3—伸缩臂；4—电缆拖链；5—俯仰液压缸支座；6—基本臂；7—车架连接支座

行局部加强。基本臂有 2 个支承座，后支承座用 1 根长轴（或 2 根短轴）与车架结构铰接或通过三脚架与车架铰接；中间俯仰液压缸支承座在臂架两侧，各用 1 根短轴与俯仰液压缸铰接。基本臂用前后滑块（或滚轮）支承伸缩臂，由伸缩液压缸推动伸缩臂伸缩。通过基本臂后部的伸缩液压缸支座将伸缩液压缸固定在基本臂上。基本臂在长度方向要有较高的直线度，组成箱形截面的翼缘板和腹板之间要有一定的垂直度。

伸缩臂结构的拼焊形式和基本臂相似。伸缩臂头部用 2 根长轴（或 2 根短轴）悬挂吊具，上下翼缘板各用滑块（或滚轮）与基本臂连接，用固定在基本臂上的液压缸推动伸缩臂前后伸缩。

2. 臂架机构

正面吊臂架系统工作机构包括臂架伸缩机构和臂架俯仰机构。两个机构均采用液压缸驱动，使整车操作平稳、灵活。臂架机构应保证正面吊能可靠地进行带载变幅。

1）臂架伸缩机构

臂架伸缩机构的伸缩液压缸固定在基本臂上，液压缸伸缩推动伸缩臂伸出和缩回，伸缩液压缸与支轴连接处应转动灵活，无卡滞现象。根据正面吊特点要求伸缩机构实现带载伸缩。臂架伸缩支承装置有滑块式、滚轮式、组合式 3 种形式。滑块承载力大、结构简单、尺寸紧凑、成本低、重量轻；但重载伸缩时摩擦阻力大、磨损严重、寿命短。滚轮摩擦阻力小、寿命长、较易实现重载伸缩；但结构复杂、尺寸较大、重量较重。滑块与滚轮组合，可根据臂架实际情况，在臂架头部采用滑块，后部采用滚轮。伸缩臂两侧采用侧滑块或侧滚轮，以防止伸缩臂的侧向滑移。

臂架侧方装有拖链，拖链的两端分别固定在基本臂和伸缩臂上。当伸缩臂伸缩时，拖链随伸缩臂一起运动，安装在拖链中控制吊具工作的液压油管、电缆等随之同时收放，保证吊具正常工作。

2）臂架俯仰机构

该机构是采用 2 个相同俯仰液压缸来实现臂架俯仰及载荷升降的。左右两侧俯仰液压缸采用并联式，用三通接头供油，通过臂架的刚性保证 2 个液压缸基本同步及正常俯仰。

10.3.7 司机室及操作系统

为了获得良好的操作视野和方便设备维修和检查，司机室一般为移动式，有自动移动和手动推拉两种方式。自动移动由液压马达驱动链轮、链条，带动司机室结构下面的滚轮在车架上面的滑槽内移动。也可采用液压缸伸缩来驱动司机室移动的自动移动方式。司机室的移动应平稳、可靠，并应设置限位装置。司机室后面带有铺设电缆和液压管路的拖链随司机室一起前后移动。

司机室一般为无框架玻璃视窗，在其正面、两侧面、顶面采用大面积层压防眩目安全玻璃。司机对工作区域有完好的全景视线，作业时不应产生视线死角。在选型和使用时应注意司机室前面两侧俯仰液压缸对视野的影响。

司机室顶部应设有头顶保护装置，能抵抗一般的冲击和扭曲。

司机室内装有冷暖空调，空调应具有防

雾、除霜和换气功能,应保证前视野不会由于温差而产生雾气。操作系统的操作手柄、按钮应布置合理、人性化,操作方便、灵活、耐用,并配有功能指示标识。

操纵系统由转向手轮、方向柱、操纵手柄、显示仪表、变速箱操作杆、制动踏板、油门踏板、控制按钮等组成。正面吊臂架升降和吊具的所有操作都集中在1个万向摇杆操纵手柄上。司机室内的仪表盘和液晶显示器能够显示工作部件的各种状态和数据。控制按钮包括工作灯开关、驻车制动开关、安全旁通、急停按钮等。操纵系统布置应符合安全人机工程学,保证操纵的舒适性和安全性。

10.3.8 液压系统

正面吊除行驶部分外,臂架俯仰、伸缩,车辆转向、制动以及吊具的回转、横移、伸缩和转锁动作均采用液压驱动。

液压系统为开式传动回路,压力油由2台主泵和与之串联的若干齿轮泵提供。2台主液压泵安装在变速箱的2个取力口上,由柴油发动机驱动。主液压泵为恒压恒流量(负荷传感)变量柱塞泵。整个主系统的变量泵与主阀之间多采用负荷传感方式进行控制。

1. 起升液压系统

一般的,臂架伸缩和俯仰回路由2个主液压泵合流供油。臂架伸缩液压缸和俯仰液压缸均为双作用液压缸,多采用电比例液控先导阀控制多路换向阀换向,实现臂架伸缩和俯仰动作。其中,臂架的伸出、缩回和仰起动作是双泵合流供油,而在空载工况下,伸出和仰起动作还可以通过液压缸控制阀组的差动功能来进一步提高伸出速度。俯下动作时,俯仰液压缸的回缩一般是利用臂架及其载荷的自重来完成的,回缩速度则是通过控制主阀阀芯的无杆腔油道开口大小来调节。有的正面吊还对带载臂架的回落势能通过蓄能器或其他方式进行能量回收。该回路中的最高工作压力则由系统中的主溢流阀及换向阀内的次级溢流阀调定。

伸缩和俯仰液压缸上安装有平衡阀或防破裂阀,防止高压胶管破裂引起负载下落。

2. 吊具液压系统

2个主液压泵输出的压力油除了供转向、臂架伸缩和俯仰回路外,还供给吊具液压回路。吊具伸缩、转锁、侧移动液压缸,以及回转马达等的动作由各自回路中的三位四通电磁阀控制。吊具的减摇装置一般由2根阻尼液压缸和1块阻尼阀组组成,当吊具出现前后摇摆时,阻尼液压缸动作,液压缸内的液压油通过阻尼阀组时产生阻尼,使吊具的摆动尽快停止。

3. 转向液压系统

转向液压系统油路由主泵或串联在主泵后的齿轮泵、优先阀、液压转向器和转向液压缸等组成。液压缸由液压转向器控制。优先阀一般集成在主控制阀组中,其作用为确保转向器总能得到充足的流量,以保证方向盘的操作力、角度与转向速度、角度始终保持平衡。转向液压系统最高工作压力由该系统中的溢流阀设定。转向器设有一只单向阀,防止来自转向机构的意外冲击负载传到司机手上。

4. 制动液压系统

制动液压系统由行车制动和驻车制动两条液压回路组成。行车制动和驻车制动回路中均装有蓄能器,压力油通过充压阀为蓄能器充压,确保蓄能器保持不低于允许的最低工作压力。

行车制动器为液压制动、弹簧释放式。行车制动时,脚踩行车制动阀,蓄能器中的压力油经行车制动阀进入行车制动器,克服弹簧力,实现行车制动,同时,压力继电器动作,发出电信号,接通行车制动指示灯。行车制动器的压力反馈给行车制动阀,司机可以通过脚踏板直观感觉和调节行车制动力的大小。

驻车制动电磁阀控制驻车制动器,驻车制动器为液压释放、弹簧制动式。操作驻车制动时,驻车制动电磁阀通电,蓄能器中的压力油通过驻车制动阀进入驻车制动器,克服弹簧作用力,将驻车制动器释放。同时,压力继电器动作,发出电信号,驻车制动器指示灯熄灭,并解除电器联锁,使动力换挡变速箱可挂挡

行车。

5. 散热系统

正面吊一般在整机液压系统中设有3个散热器，除主液压系统散热器、动力换挡系统散热器之外，还应设有独立的制动液压系统散热装置，该散热装置应能够满足制动液压系统散热的需要。

10.3.9　电控系统

电控系统利用集成的控制器进行正面吊各种动作的控制，应具有扩展功能。一般采用先进的CAN总线技术，保证数据的可靠通信。

蓄电池保证发动机能够在低温下启动，蓄电池出线处应设有开关。

臂架及吊具电缆应选用耐油挠性多芯软电缆，并对电缆与端子板或元件的连接处采取防水措施。对有相对运动的电缆及电气元件应采取保护措施，所有连接导线两端应有与电气原理图和配线表一致的明显编号牌，标明线号和线束号。

在臂架和吊具处应设置工作照明装置，并在车辆前后端设置行驶照明装置。正面吊应设置转向指示灯、示廓灯、制动灯、工作警示灯和喇叭。

10.3.10　安全保护系统

正面吊属于特种设备，机动性强，可以带载行驶，臂架也可以带载伸缩和俯仰，因此需要有完善的安全保护系统，以保证安全工作。

1. 防倾覆安全保护

防倾覆安全保护可采用指针指示型或开关型控制方式，也可同时采用两种方式。指针指示型控制方式是根据起升载荷和幅度的关系，用指针显示正面吊各种状态的起重力矩，在危险状态下发出声响警报。开关型控制方式是根据正面吊车架和后桥铰轴的相对位置变化来控制正面吊的起重力矩，相对位置到达调定状态时，感应开关动作，此时保护系统起作用，臂架伸出和俯下动作被禁止，从而确保正面吊不前倾，但这时可以进行臂架仰起和缩回的操作。必要时，在切断防倾覆保护后，臂架在危险状态下可以伸出或俯下，这时，蜂鸣器及指示灯发出危险报警信号。

正面吊的防倾覆安全保护装置具有显示、报警、停止动作等功能，当实际力矩达到额定力矩的90%～95%时应报警，当实际力矩达到额定力矩100%～105%时应起作用。一般在司机室内配有实时显示载荷重量、载荷距离和载荷高度的显示装置。

2. 带载高速行驶安全保护

当正面吊的吊具下已吊有集装箱时，转锁处于关闭状态，此时保护系统将变速箱的高速挡位锁定禁用，正面吊仅可用低速挡行驶。

正面吊还设置带箱高速行走的警示系统。当吊具下吊有集装箱时，如果正面吊的行驶速度达到或超过10km/h时，该系统能发出提示性报警信号。

3. 制动安全保护

正面吊设置驻车制动未脱离制动位置前不能挂挡的保护功能。

如果制动油路压力不足或驻车制动没有释放，相应指示灯闪光，同时保护系统切断有关回路，使正面吊无法行走。

4. 起升安全保护

当吊具转锁没有旋转到位时，转锁旋转到位开关不动作，臂架仰起保护电磁阀动作，切断仰起控制油路，此时不能操纵臂架仰起。

5. 转锁到位安全保护

转锁到位安全保护系统设置为只有当4个转锁全部开、闭锁到位后才能进行仰起作业，而集装箱被吊起后，吊具的伸缩、转锁操作无效。该系统处于保护状态时应同时有灯光显示。

司机室内配置吊具转锁旁路按钮开关，也需配置与吊具同步的开闭锁和着床指示灯。

6. 应急保护

正面吊应设置紧急停止开关，在紧急情况下能使臂架和吊具停止动作。应具有应急下放功能，当正面吊在工作过程中失去动力时，应能安全可靠地放下集装箱。

7. 倒车保护

正面吊应设置倒车报警装置，倒车时，报

警装置应能发出清晰的报警音响信号和闪烁的灯光信号。为了增加倒车的可视范围，正面吊宜设置倒车监视装置。

8. 其他保护

正面吊应配备发动机冷却水温度、机油压力、转速，变速箱油压、油温和液压系统油温的显示或报警装置。

正面吊应设置燃油箱保护装置，用单独的封罩或挡板将燃油箱和加油装置与电气系统、废气排放系统隔离。

10.4 应用范围

正面吊可以用于多种用途，既可用于装卸集装箱，也可用于装卸木材和其他货物。其主要应用范围如下。

1. 码头集装箱堆场

正面吊可用于堆场与码头前沿装卸机械之间集装箱的水平运输，可作为大型集装箱码头的辅助装卸设备，用作繁忙时期的备用设备，或者用作大型装卸机械进行维修保养时的代替装卸设备。

中小港口、内陆集装箱场站采用正面吊作为主要作业设备，因此正面吊非常符合吞吐量不大的中小型集装箱码头和其他集装箱堆场的需要。

2. 集装箱货场、中转站和铁路场站

正面吊可以处理整个集装箱货场、拆装箱库、中转站和铁路场站场地上面的集装箱起重吊装工作，包括将河面船只上的集装箱吊到码头上，堆垛、倒箱整理，装集卡或铁路车皮等。此外正面吊还具备将集装箱吊运进仓库的能力。

3. 木材和钢卷件货场

换装吊钩后，正面吊可作为轮式起重机使用，吊装件杂货。个别场合里，也可换装木材抓钩，作为木材装卸机械使用。

换装U形吊钩后，正面吊可以装卸钢卷。

4. 装卸驳船

如选配可伸缩的延长抓具，在吊杆和液压支柱之间加装横梁，使液压支柱在需要时可以收缩得很低，足以将向上倾斜的吊杆调整到向下倾斜的位置，正面吊即可适用于吊装(驳船上)低于地面集装箱的场合。这种形式的正面吊可以替代岸壁式集装箱起重机，适用于吞吐量不大的内河码头集装箱场站。

5. 其他场合

正面吊吊具下面加装长的吊爪，可以起吊整个拖车，也可吊装其他如集装箱自动导引车等需要维修的设备。

越野正面吊特别适合在野外崎岖的道路上搬运和装卸作业，可用于导弹装卸和运送军用物资。

10.5 主要技术性能参数及产品选用

10.5.1 主要技术参数的确定

1. 起重量

额定起重量为正面吊允许吊起集装箱的最大质量，不包括吊具的质量。

额定起重量的选择应考虑以下因素：

(1) 国际标准化集装箱的总质量；

(2) 国际上投入营运的非标准化集装箱的总质量；

(3) 希望堆取第2排(或第3排)集装箱的总质量；

(4) 集装箱连同半挂平板车一起吊起的总质量。

重载正面吊的额定起重量一般为35，40，41，42，45，46t等，空箱正面吊的额定起重量一般为6～10t。如果要求正面吊配备吊钩吊运件杂货，在不同幅度起重量是不同的。

2. 起升高度

起升高度H为吊具在最高工作位置时，其转锁下缘与地面的距离，见图10-9。起升高度是堆层高度和安全高度之和。堆层高度指正面吊前方可吊运的第一排集装箱最大堆层的总高度。安全高度S指正常工作情况下，吊具在最高工作位置时，吊具转锁下缘与最高层集装箱上表面的垂直距离。

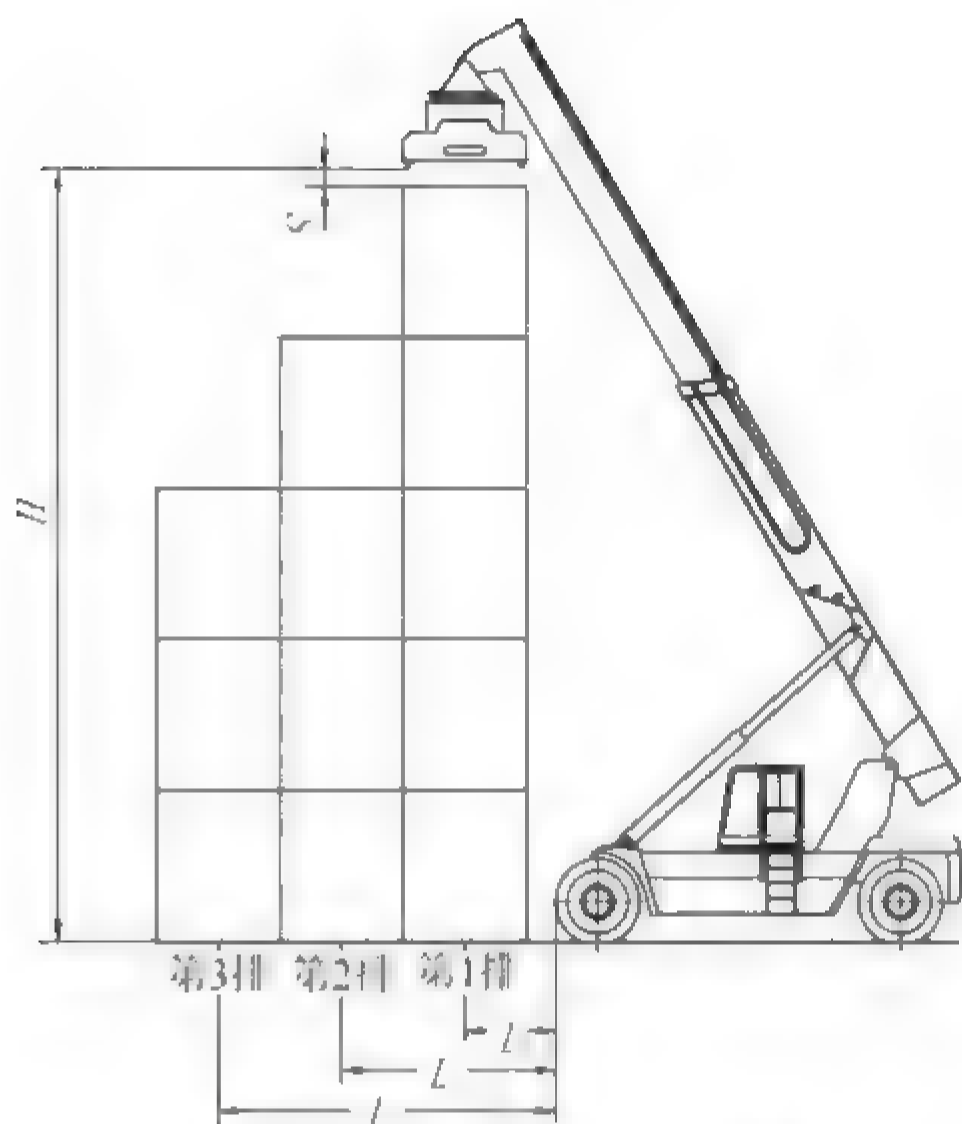


图 10-9　正面吊外形及技术参数图

起升高度要根据堆场的实际堆码情况选取。起升高度应为考虑吊具、臂架及车架的刚性后的净高度。正面吊的安全高度不应低于 350mm。

3. 外伸距

外伸距指吊具垂直中心线至车体前缘的水平距离。

1）最小工作外伸距

最小工作外伸距 L_1 指能够吊起第一排额定起重量的集装箱时，吊具垂直中心线至车体前缘的水平距离。车体前缘与集装箱要有一定的安全距离，这一距离选择过大，将增加正面吊整机重量，过小则影响作业。最小工作外伸距一般取 1600～2000mm。

2）最大工作外伸距

最大工作外伸距 L_3 指正常工作情况下，正面吊车体前缘距能堆码的最外排集装箱中心线的距离。正面吊一般应能过两排堆码到第 3 排，最大工作外伸距一般大于 6200mm。

4. 外形尺寸

正面吊需要在货场内作业，要求控制整车的外形尺寸，便于通过较狭窄的货场通道。外形尺寸要综合考虑整机稳定性和结构受力情况后，才可确定。正面吊车身高度一般控制在 4800mm 以内，宽度控制在 4300mm 以内，整机长度根据堆码层数具体确定。

5. 转弯半径

转弯半径指转弯过程中，正面吊尾部最外侧距转弯中心的距离。转弯半径直接影响正面吊通过的通道尺寸。一般要求转弯半径在 8.5m 以下，大部分厂家产品的转弯半径为 8m 左右。

6. 爬坡度

爬坡度分重载爬坡度和空载爬坡度。重载爬坡度是正面吊吊运额定载荷、处于行驶工况时，能以慢速挡行驶上去的最大坡度。空载爬坡度是正面吊空载、处于行驶工况时，能以慢速挡行驶上去的最大坡度。

7. 行驶速度

正面吊适用于集装箱装卸和堆码，不宜用作长距离的集装箱搬运。在码头前沿与堆场作集装箱水平运输时，以不超过 500m 为宜，距离太远时则应采用集装箱牵引车—半挂车组或跨运车。

正面吊空载行驶速度稍高，重载只允许低速行驶。空载时，行驶速度一般约为 25km/h；满载时，行驶速度一般在 15km/h 以下。

8. 工作速度

正面吊工作速度参数，应根据码头堆场（或中转站）的集装箱装卸量来确定，同时考虑各机构的速度分配，确定合理的数值。

1）臂架俯仰工作速度

集装箱的起升和下降依靠臂架俯仰和伸缩的联合动作来完成。

臂架俯仰液压缸两油腔面积不等，造成臂架仰起（空载/满载）与俯下（空载/满载）的速度不等。仰起时，空载较快；俯下时，重载较快；臂架头部平均速度一般约为 0.2m/s。

2）吊具工作速度

吊具工作时需要准确对位，速度不宜过高，但功能应齐全，操纵应方便。吊具工作速度包括：吊具伸缩速度、吊具横移速度、吊具回转速度。

(1) 吊具伸缩速度：正面吊作业时，总是连续吊运同一规格集装箱，不同箱形交叉作业

情况较少。伸缩速度一般约为 0.2m/s。

(2) 吊具横移速度：吊具左右横移主要用于调节集装箱重心和对箱，横移距离一般为±800mm，横移速度一般取 0.1 m/s。

(3) 吊具回转速度：吊具回转主要用于对箱和直行通过较狭窄的通道，回转机构应能实现至少一个方向回转角度不小于 185°，另一方向回转角度不小于 95°，回转速度为 1～1.5r/min。

9. 轮压

轮压即车轮的实际承载力。实际应用中，常用正面吊前、后轴的轴压替代轮压。

1) 最大工作轮压

最大工作轮压是指正常工作情况下，正面吊在最小工作外伸距，吊运额定载荷时前轮的压力。额定起重量为 40～45t 时，正面吊整机及载荷质量为 100～115t，前轮每个轮胎承压可达到 225kN 以上。

2) 最大非工作轮压

最大非工作轮压是指正常工作情况下，正面吊将臂架完全缩回并仰起时后轮的压力。后轮每个轮胎的承压一般约为整机自重(不含集装箱时约 600 kN 以上)的 1/4。

3) 行驶轮压

行驶轮压是指正常工作情况下，正面吊吊运额定载荷，臂架仰起，载荷中心线距前轮外沿 0.5m 时前轮的压力。正面吊吊运 40～45t 额定载荷处于行驶工况时前轮每个轮胎压力约为 200kN。

在正面吊选型时应注意轮压的影响，其作业范围内的路面应满足轮压的要求，才能保证正面吊正常平稳运行。

10. 轮胎接地压力

轮胎接地压力指正面吊轮胎接地单位面积承受的压力。正面吊工作情况下，轮胎最大接地压力一般约为 1MPa，非工作情况下约为 0.65MPa，行驶时约为 0.9MPa。

11. 生产率

正面吊在规定的工作条件下连续作业时，单位时间内完成作业的集装箱数量，以箱/h 计，包括设计生产率和实际生产率。

设计生产率是指平均工作条件下，按照典型吊运工艺过程和机构工作速度参数进行计算，1h 所能完成作业的集装箱数量。

一次吊运工艺过程时间包括起升时间、行驶时间、下降时间、吊具对位时间、转锁锁紧、脱开时间等。起升、下降和行驶时间与速度和距离有关，同时还应考虑启、制动所需要的时间。

实际生产率是指具体工作条件下，正面吊连续进行作业，1h 实际完成作业的集装箱数量。实际生产率要考虑货场作业条件、装卸工艺方式和司机操作熟练程度等因素，一般为设计生产率的 50%～75%。

10.5.2 选型注意事项

1. 注意作业通道的限制

在正面吊进行选型时，应注意正面吊外形尺寸和转弯半径决定的通过通道的最小尺寸。

如图 10-10 所示，正面吊在最大转向角度时，正面吊起吊集装箱，转向 90°，其最大外形轮廓所经过的区域，再加上安全距离(一般取 100mm)，就是所允许的通道的最小宽度。

一般情况下，起吊 40ft 集装箱时，最大外形轮廓由吊具的外缘所决定；而起吊 20ft 集装箱时，最大外形轮廓由正面吊车体后侧配重的外缘所决定。如轴距为 6000mm 的正面吊起吊 40ft 集装箱的最小通道宽度 L_{40} 一般约为 13100mm，而起吊 20ft 集装箱的最小通道宽度 L_{20} 一般约为 10100mm。

2. 司机的前后视野问题

司机操作集装箱进行装卸作业，视野非常重要。应保证司机在臂架俯仰和伸缩的各个角度都能看到集装箱吊具转锁的位置。特别注意 2 个俯仰液压缸对视线的遮挡问题。

另外，正面吊前后可视范围同样重要。为了增加后面的视野，一般在后侧的配重上面挖出凹槽，以增大可视范围。一些正面吊上面安装倒车监控装置，以增加倒车安全性。国外一些厂家给出司机的视野范围，一般在车体后部距离 1200mm 处竖立 1200mm 高的物体，司机在座椅上可以清楚地看到。

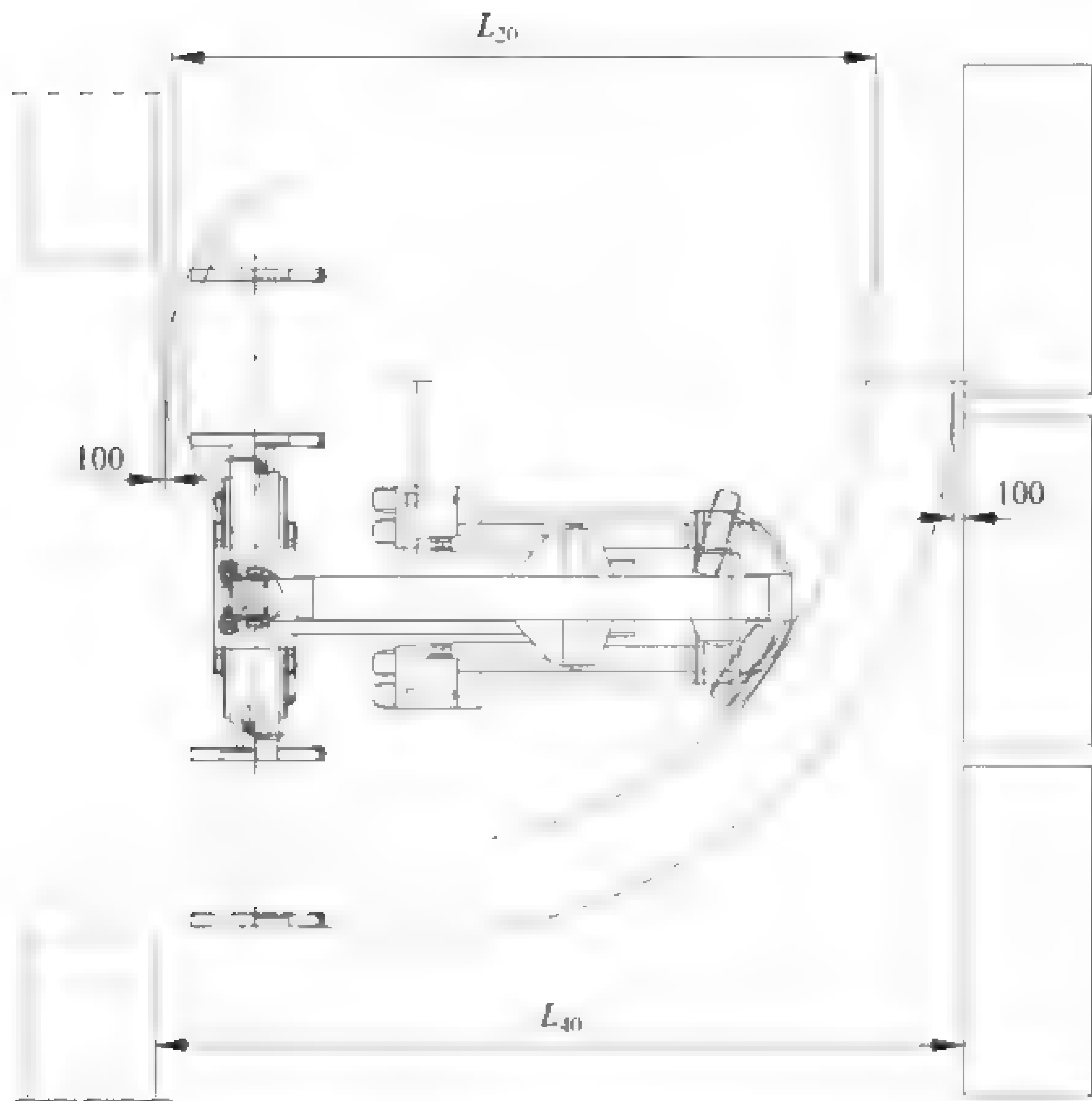


图 10-10　正面吊通过通道示意图

3. 注意能耗排放的影响

正面吊以燃烧柴油为主，能耗成本高、排放的废气污染环境。据统计，正面吊的能耗为 0.45～0.91kg/TEU，每小时的统计能耗为 13～17kg。

4. 多方面考虑经济因素

正面吊的维护成本较高，动力及传动系统和液压系统的主要零部件是进口件，一旦发生故障更换零件，成本非常高。另外，轮胎是易损件，磨损大，需要经常更换，费用支出较高。

10.5.3　主要技术性能参数

国内外主要供货商产品的主要技术参数及性能见表 10-1。表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

表 10-1　国内外主要供货商正面吊主要技术参数

技术参数 \ 生产企业		Kalmar	科尼	Linde	CVS	三一重工	哈工机械	安徽合力
起重能力/幅度/(t/mm)	第 1 排，1～4 层	45/1965	45/1900	45/1670	45/1780	45/1965	46/1950	45/1800
	第 1 排，第 5 层	42/1965	35/1900	45/1670	43/1780	43/1965	35/1950	42/1800
	第 2 排，1～4 层	31/3815	31/3850	35/3810	31/3850	31/3815	31 /3850	32/3950
	第 3 排，1～3 层	15/6315	15/6350	19/6250	16/6400	15/6315	15/6400	16/6350
起升速度（空载/满载）/(mm/s)		420/250	380/240	390/280	320/290	420/250	400/250	420/280
下降速度（空载/满载）/(mm/s)		360/360	300/250	390/390	700/400	360/360	350/350	350/350
行驶速度（空载/满载）/(km/h)		25/21	25/23	25/22	25/23	25/21	25/23	28/24
最小转弯半径/mm		8300	8000	8000	8390	8000	8000	8590

续表

技术参数 \ 生产企业	Kalmar	科尼	Linde	CVS	三一重工	哈工机械	安徽合力
最大起升高度/mm	15100	14950	16000	5×9ft6in	15100	15000	15050
爬坡能力(空载/满载)/%	40/28	30/26	34.5/33.9	26	39/32	32	34/34
吊具回转角度/(°)	+195/−105	+185/−95	+185/−95	+185/−95	+105/−195	+185/−95	+185/−95
吊具侧移距离/mm	±800	±800	±800	±800	±800	±800	±800
轴距/mm	6250	6000	6400	6500	6000	6000	6500
发动机功率/kW	224	236	236	246	256	256	250
发动机转速/(r/min)	2000	2100	2100	2100	2100	2100	2000

10.6 技术标准与规范

正面吊设计、制造、使用和维护的标准和规范见表10-2。

表10-2 正面吊技术标准与规范

序号	标 准 号	名 称
1	GB/T 26474—2011	《集装箱正面吊运起重机技术条件》;
2	GB/T 16905—1997	《集装箱正面吊运起重机试验方法》;
3	GB/T 17992—2008	《集装箱正面吊运起重机安全规程》。

10.7 技术发展趋势

1. 节能环保化

1) 混合动力正面吊

长期以来正面吊的动力源一直是柴油机,它既可以驱动发电机为电动机提供电力,又可以直接驱动液压泵为液压系统提供动力。但近年来随着节能环保理念的深入人心,采用混合动力驱动以缩小柴油机功率已成为新的发展趋势。

2013年科尼推出混合动力正面吊,最大的起升能力为45t,其动力系统由柴油发动机直接驱动发电机,整个行驶系统实现电气化驱动;液压起升系统由电动马达直接驱动;配备能量储存装置——超级电容能源可再生系统,用于回收和储存能源,确保车辆牵引、提升等操作需求。混合动力正面吊每小时的能耗为8~10L,在环境保护和成本节约方面具有显著优势。

2) LNG型正面吊

采用LNG即液化天然气作为燃料,是未来车辆和船舶工业减少排放的重要发展趋势。2013年Kalmar开发了双燃料驱动正面吊,由柴油和LNG燃料驱动的发动机提供动力,可以减少对环境的影响和降低能源消耗。未来港口建设将提供越来越多的LNG供给站,会有更多正面吊等搬运机械使用LNG作为燃料。使用LNG将减少碳足迹,在一定程度上也能降低运营成本,经过运行测试每小时能够降低20%的燃油成本。这种双燃料正面吊预计将为港口用户提供一种更节能、更低排放的码头搬运机械。

3) 电池组型正面吊

氢燃料电池、锂电池等电池组驱动技术已成功应用于码头牵引车、集装箱自动导引车等港口重型流动机械上,对于工况和装机功率相差不多的正面吊同样可以使用电池组进行供电。电池组型正面吊能够实现港口属地的零

排放，更好地保护港口环境。

2. 装卸货物种类的多样化

在对已有产品进行持续改进的同时，国外正面吊厂家非常重视变形产品的开发，如开发钢卷搬运机、木材正面吊、靠背吊、越野正面吊等适应市场需求的变形产品来提升厂家的市场竞争力。国外先进的变形产品已引领正面吊的新型产品发展方向，如Fantuzzi公司和科尼公司推出的钢卷搬运机；Kalmar推出的长臂正面吊，下俯角度可达0°以下；Kalmar还推出了一种越野正面吊，为满足不同地区之间运输重物而设计，采用四轮驱动和四轮转向，特别适合在野外崎岖的道路上搬运和装卸作业，可用于导弹装卸和运送军用物资等；科尼还推出了可用于搬运盛放低辐射性废弃物的水泥合装件的正面吊。可以预见，未来正面吊装卸货物的种类会更加多样化。

3. 智能化

智能化也是正面吊的一个重要发展趋势。一些厂家将载荷智能预警技术、设备状态检测和实时监控技术、故障预诊断和预警技术、机电防倾覆智能报警技术、臂架垂直直线升降控制技术等智能化集成控制技术应用于正面吊，提高了正面吊的智能化控制水平。

第11章

集装箱空箱堆高机

11.1 概述

11.1.1 构造特点

集装箱空箱堆高机(简称堆高机)是港口装卸搬运车辆的一种,属于流动机械,流动性高,操作灵活。作为集装箱码头的辅助作业设备,堆高机主要用于堆场装卸、堆码空集装箱。图11-1所示为堆高机外形图。



图11 1 堆高机外形图

堆高机的主要作业工况为空集装箱的搬运和堆垛。堆高机工作时,调整起升液压缸的伸缩,使吊具达到集装箱顶部锁扣位置;调整倾斜液压缸的伸缩,使吊具转锁对准集装箱的角配件孔,用吊具转锁锁住集装箱上面的2个角配件孔,起升液压缸伸缩带动链条使集装箱沿门架上下移动;倾斜液压缸的伸缩实现门架前倾后仰;柴油机输出的动力经传动系统驱动整车行走,从而实现空集装箱的搬运和堆码作业。

11.1.2 国内外发展现状

堆高机是在通用叉车的基础上发展起来的。国外堆高机发展较早,国外专业化生产堆高机的厂家主要有瑞典的Kalmar、SMV,意大利的Fantuzzi、CVS,德国的Linde和美国的Hyster等。

Kalmar是全球最大的集装箱搬运设备制造商,其堆高机以性能卓越、作业效率高、油耗低、操作方便、故障率低等优点在行业内著称。国外著名堆高机产品的共性特点是:品种齐全、技术先进,尤其是在提高作业效率、人机工程、节能、环保及安全性等方面的技术发展非常快,追求个性化,最大限度地满足客户要求。

目前国内专业化生产堆高机的厂家主要有安徽合力股份有限公司、三一重工股份有限公司、大连叉车有限责任公司和衡阳三创工程机械有限公司等。

安徽合力股份有限公司主导产品技术，一部分是引进 TCM 技术，一部分是在消化吸收国外技术的基础上自行开发的，其传动件和液压元件几乎都是国际著名公司的产品。2005年3月该公司的第一台堆高机正式投入市场，服务于太仓中集集装箱有限公司；2005—2006年间，该公司的堆高机业务快速发展，成为国内最大的堆高机生产制造商；2007年对产品进行了技术改进，升级换代推出第二代堆高机，从而更好地满足市场需求；2008年8月，该公司负责起草集装箱空箱堆高机国家标准；2008年10月，开始对引进的堆高机技术进行消化吸收，推出第三代堆高机，并实现了堆高机产品的首次出口(出口到印尼)。

目前国内生产堆高机的厂家多以借鉴国外成熟经验为基础，产品与国外产品相比，也仍有一定的差距，主要体现在液压系统和电气系统、操作灵活性、工作效率、整机性能等方面。

11.2　主要零部件及系统

堆高机主要由动力系统、传动系统、制动系统、转向系统、起重系统、车身系统、吊具系统、驾驶室和操作系统、空调系统、电气系统以及液压系统等部分组成。

11.2.1　动力系统

动力系统包括发动机、进气系统、排气系统、冷却系统等。发动机与传动装置连为一体，发动机的动力由飞轮通过变矩器将动力传递给主传动系统，发动机支架通过缓冲橡胶垫与车架连接以减少振动。

1. 发动机

发动机应满足堆高机的起升、行驶、爬坡(牵引力)基本性能的要求。发动机的机油润滑、滤清器滤芯、进气系统、排气系统应保证正常工作。

发动机外形应方便整车各部件的布置，应尽量与其他常用机型外形相近，以使整车各部件通用性好，利于生产管理。发动机的外形还会影响堆高机的稳定性、装配性、维修性等。

发动机安装支承系统确保缸体后端面以及发动机缸体上所承受的静弯矩在发动机各相关部位的扭矩限值内。根据相关法规，要能有效隔离振动和噪声，建议最小隔振等级为60%。

2. 进气系统

进气系统的空滤器的重要作用是过滤空气中的粉尘，净化进入到发动机里的空气。进气系统的进气阻力要尽可能小，应满足发动机厂家提出的要求。选择空滤器时，必须满足过滤效率高、寿命长、气流阻力低等要求。

当进气温度较高时，发动机性能将恶化。进气温度每升高10℃，发动机性能恶化约4%。因此，为了确保发动机性能，空滤器应尽可能安装在温度较低的位置。设计中要考虑进气温度避免受发动机机体和排气温度的影响。

为延长空滤器的寿命，空滤器应该安装在灰尘较少的位置。设计中要考虑空滤器的进气口远离地面和发动机的排气口，以免吸入地面扬起的灰尘和发动机的排气粉尘。空滤器应安装在能够防水、防雨的位置，水通过空滤器进入燃烧室将引起水锤现象，会导致活塞、连杆、轴衬的损坏。

3. 排气系统

排气系统的功用是尽可能地降低燃烧废气排出时发出的强烈噪声，并消除废气中的火焰，有时还要通过在系统中加装催化剂有效改善尾气中的有害气体。为保证发动机能够有效地提供额定功率，必须重视排气系统的布置和安装。

排气系统的排气背压不能超过相应发动机要求的限值。发动机的排气背压允许值是在充分考虑了发动机的排放和功率输出要求的情况下提出的，阻力过大，将导致发动机性能恶化。

排气系统部件安装不应由于其自身的重量、惯量及部件间的相对运动或因热膨胀产生的尺寸变化而对排气歧管或涡轮增压器施加过大应力。为吸收振动，排气系统应采用柔性管。

排气管与发电机、启动电动机的距离应大于50mm，其电子元件周围温度应低于80℃，必要时，可加装一些保护装置，如隔热套、隔热板等。

排气管不能靠近燃油滤清器，否则燃油温度增高，会引起发动机性能恶化或着火。

排气系统应能完全阻止来自于路面飞溅的泥水、雨水、清洗水或其他来源的水进入发动机机体或涡轮增压器。

排气应能被及时疏散以使它不会对空滤器的功能、冷却系统的效率、发动机周围环境或操作者产生负面影响。

设计排气系统时需要确定发动机的排气流量。排气流量可以通过进气空气流量进行换算。发动机的排气流量可按下式计算：

$$Q_{排} = (T_b + 273)\Psi Q / (T_a + 273) \tag{11-1}$$

式中：$Q_{排}$——排气流量，L/min；

Q——进气流量，L/min；

T_b——排气温度，℃；

Ψ——取0.98；

T_a——进气温度，℃。

4. 冷却系统

冷却系统由散热器、发动机的水套、水泵、节温器及连接管路组成，通过冷却液循环，带走机体产生的热量，从而保证发动机在最适宜的温度状态下发挥最好的效能。应保证冷却系统的密封性和冷却液的液位满足要求。根据不同的气候，选择合适的冷却介质。图11 2所示为冷却系统循环示意图。

对于水冷发动机，水套中的适宜温度为85～95℃。设计时考虑的环境温度应比将要使用场合的最高温度再高5℃。根据堆高机实际使用状况，设计时考虑的环境温度应为45～50℃。由于水冷发动机的适宜使用温度为85～95℃，同时考虑到堆高机整车的布置等，推荐散热器的最高温度不大于100℃。冷却系统中应避免局部积聚空气，否则会使冷却水不能发挥高效率，导致发动机过热。散热器上部水口应较发动机出水管高。如果有可能的话，发动机冷却水最好不经过液压油冷却器和变矩器油冷却器，否则，冷却系统的冷却液阻力会增加，影响散热性能。设计时，应尽量考虑管道、接头、散热器方面的冷却液节流损失。

散热器的安装位置应满足发动机的要求。如果散热器的安装位置超过一定的高度，发动机水泵的出水阻力增加，冷却液流速降低，导致发动机冷却困难。为保证散热器正常工作，需定期对散热器进行清洗。副水箱的容量应为冷却系统容量的15%～20%。设计时，应考虑水位降低10%时仍能满足散热要求。

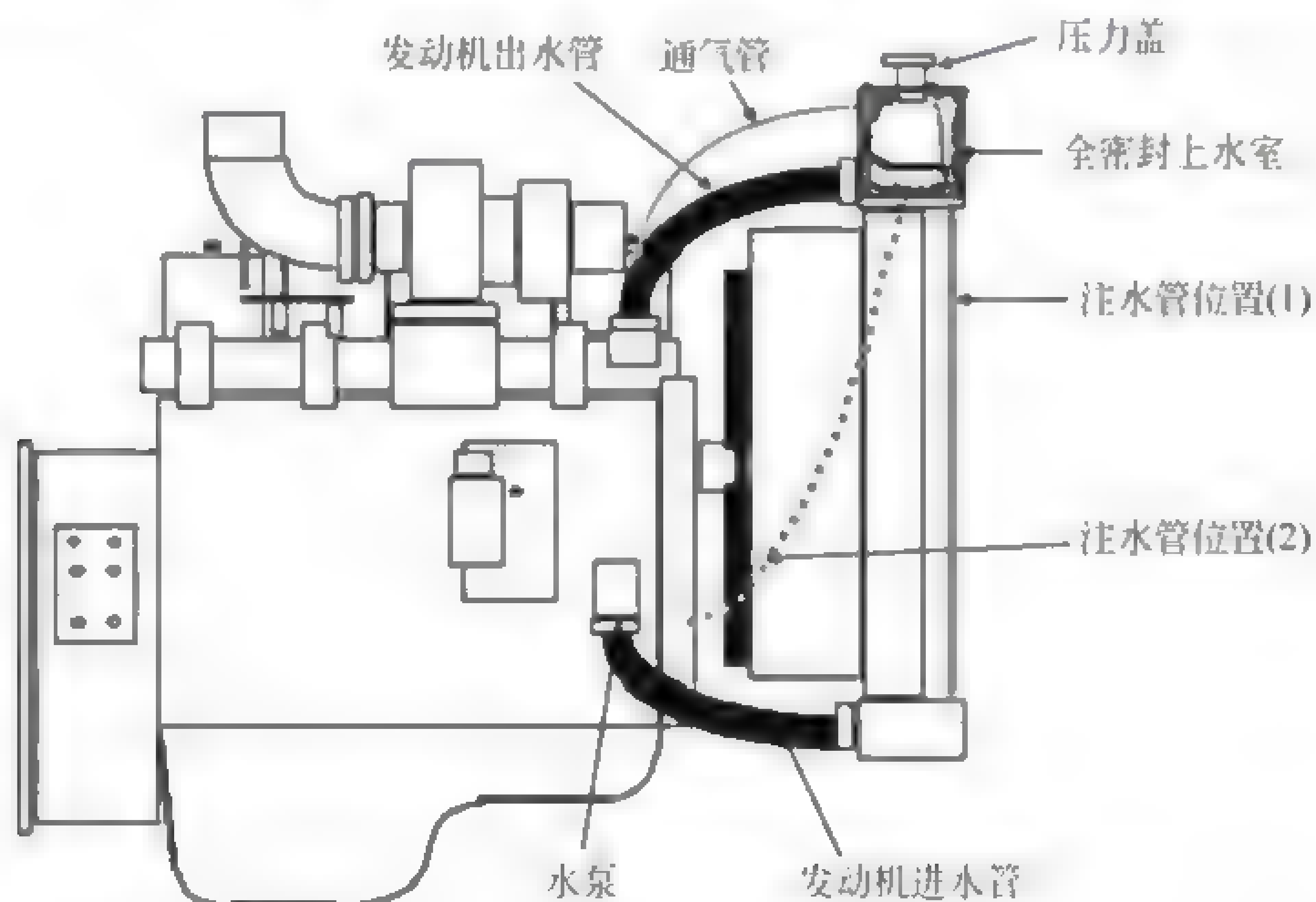


图11 2　冷却系统循环示意图

风扇直径大时，空气流动速度快，冷却性能提高，但风扇直径应慎重选择，以免皮带打滑以及水泵轴承寿命减小。此外，还要考虑功率损失的增加。随着风扇与护风圈之间间隙的减小，风扇效率会有所提高。但考虑实际操作的可能性，推荐该间隙为15～20mm。风扇和导风罩位置关系见图11-3和图11-4。

风扇的效率随着风扇位置不同而改变。排风扇安装时，风扇应露出护风圈1/2～2/3风扇宽度；风扇端面与散热器端面的距离最好为80～120mm。其中吸风扇的2/3叶片应在导风罩内(见图11-3)，吹风扇的1/3叶片应在导风罩内(见图11-4)。

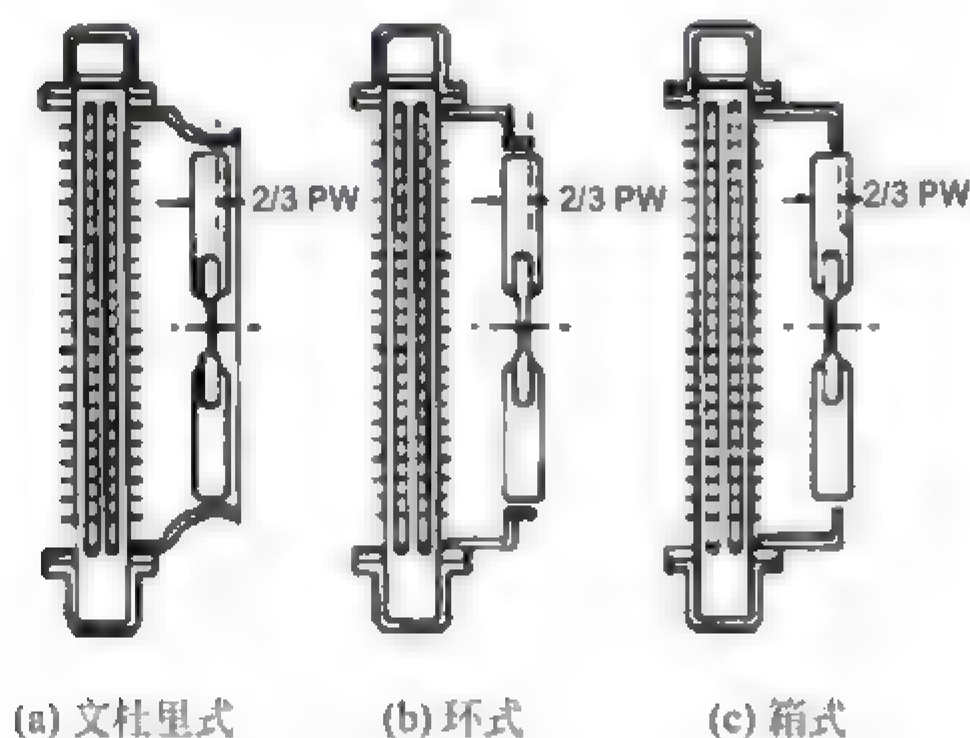


图11-3　吸风式风扇布置

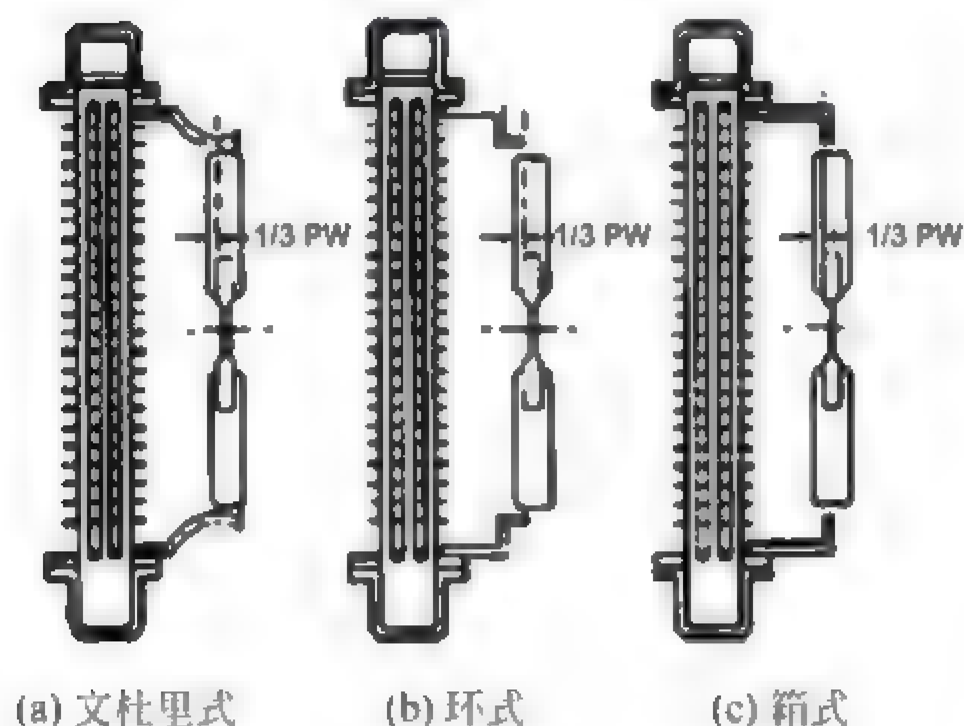


图11-4　吹风式风扇布置

从散热器排出的热空气若回流到散热器前端将会形成热空气再循环，其结果会影响散热系统的散热能力。因此，设计时应考虑阻止热空气回流。

11.2.2　传动系统

传动系统是将发动机发出的扭矩通过传动装置传给驱动车轮，使之产生必要的牵引力，克服外界阻力，驱动堆高机运行。

传动系统一般包括变速箱、传动轴、驱动桥等，如图11-5所示。

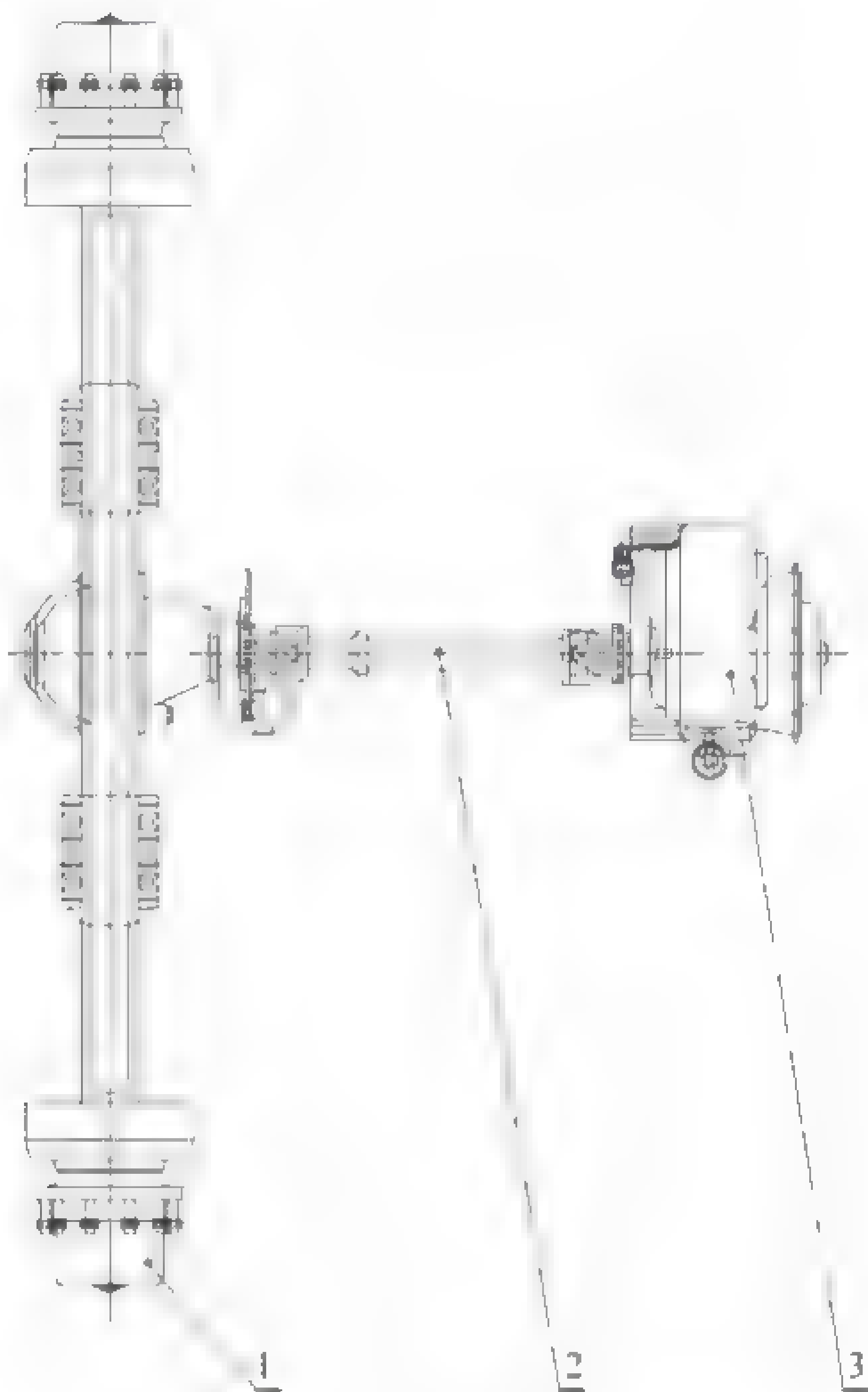


图11-5　传动系统布置

1—驱动桥；2—传动轴；3—变速箱

1. 变速箱

变速箱一般由液力变矩器、动力换挡变速箱、液压系统和电气系统等组成。

变速箱内的油量对于变速箱的使用寿命和功能非常重要。变速箱油起到冷却、润滑和传动的作用，如果油位过低，变速箱和离合器得不到润滑，会损坏变速箱或影响其性能；如果油位过高，油起泡沫，会使变速箱过热。

在各挡工作时，变速箱不应有乱挡和脱挡现象，动力换挡应保证换挡无冲击、无滞后，润滑良好和温升正常。

当发动机停止且变速箱有一定温度时，按以下步骤更换：

(1) 通过位于变速箱上的放油塞放干油；

(2) 断开变矩器油冷器和管路将油放尽；

(3) 重新拧紧放油塞，连接管路和变矩器油冷器，通过加油塞加油；

(4) 加油完成后，按照前所述方法检查变速箱油位。

2. 传动轴

传动轴是传动系统中传递动力的重要部件，其作用是与变速箱、驱动桥一起将发动机的动力传递给车轮，使堆高机产生驱动力。

传动轴由轴管、伸缩套和万向节组成。伸缩套能自动调节变速器与驱动桥之间距离的变化。万向节可以保证变速箱输出轴与驱动桥输入轴两轴线夹角的变化，并实现两轴的等角速传动。

3. 驱动桥

驱动桥处于传动系统的末端，其任务为改变由堆高机变速箱传来的扭矩并将它传给驱动轮。驱动桥通过螺栓及定位销与车架上前支承梁下的桥安装板刚性连接。

驱动桥包括主减速器、差速器、轮边减速器、制动器、半轴和桥壳等零部件。

主减速器的作用是增大扭矩和改变扭矩的传递方向。差速器的作用是使左右车轮在转弯时或在不平路面上行驶时能以不同的角速度旋转。轮边减速器是固定连接轮辋和车轮的装置。轮边减速器有不带减速机构和带减速机构两种。带减速机构的轮边减速器承担驱动桥总速比的一部分，多置于轮辋内。

制动器用于车辆减速或停车，关系车辆的安全性。半轴是用来将扭矩从差速器传递到轮边的装置。桥壳的作用是把堆高机的重量传到车轮并将地面作用在驱动轮上的力传给车架，同时桥壳又是主减速器、差速器、轮边减速器和车轮传动装置的支承部分。

11.2.3 制动系统

制动系统主要包括行车制动器和驻车制动器。

行车制动器的功能是保证行驶的车辆实现减速和停车，也是整车行驶安全的必备装置。行车制动器一般安装在驱动桥的轮毂上，车辆正常运行时，制动盘和轮毂随车轮一起转动；当要进行制动时，制动片(即摩擦片)在力的作用下，与制动盘紧密接触摩擦，从而将制动力矩传给轮毂，达到使车辆减速和停车的目的。制动器按照摩擦副元件的形状分为蹄式(又名鼓式)制动器、带式制动器和盘式制动器。带式制动器除了偶尔用作中央制动器外，应用很少。盘式制动器又可分为钳盘式制动器和全封闭湿式多盘式制动器。其中钳盘式制动器按其结构又可分为固定夹钳式和浮动夹钳式两种。

目前堆高机的驱动桥行车制动多为封闭的湿式盘式制动器，不仅防止了泥、水、油浸入，而且采用了单制动活塞推进结构，摩擦元件受力均匀，圆盘间隙不用调整，并允许滑转传递扭矩，特别适合车辆重载下长坡制动工况。采用油冷却多盘结构，使其具有良好的性能，简化了维修保养，延长了使用寿命。其主要优点如下：

(1) 由于工作面积大，故在较小的体积下有较大的制动力矩，同时操纵机构中的油压较低，这样元件承受的压力也相应地降低。另外，对摩擦片材料性能的要求也可降低。

(2) 整个制动器密封性好，并且摩擦片经常有油进行冷却，因此大大提高了制动器的使用寿命。

(3) 使用维修方便，间隙不需要调整。

(4) 易于实现系列化，只需通过简单地改变盘片的数目，便可得到一系列不同制动力矩的制动器。

驻车制动器是保证车辆在停车情况下的整机安全性，防止坡道停车时发生溜车现象，也可在紧急情况下和行车制动一起使用，增强制动效果。驻车制动采用中央布置的钳盘式制动器，装设在驱动桥的输入端，利用弹簧压紧，实施制动；液压释放，解除制动。

堆高机的制动性能应符合 GB/T 18849—2011 的规定。

11.2.4 转向系统

转向系统主要由转向器、方向机总成和转向桥组成。方向机总成的方向盘可以上下、前后调节，以适应不同身材驾驶员的需要，如图 11-6 所示。

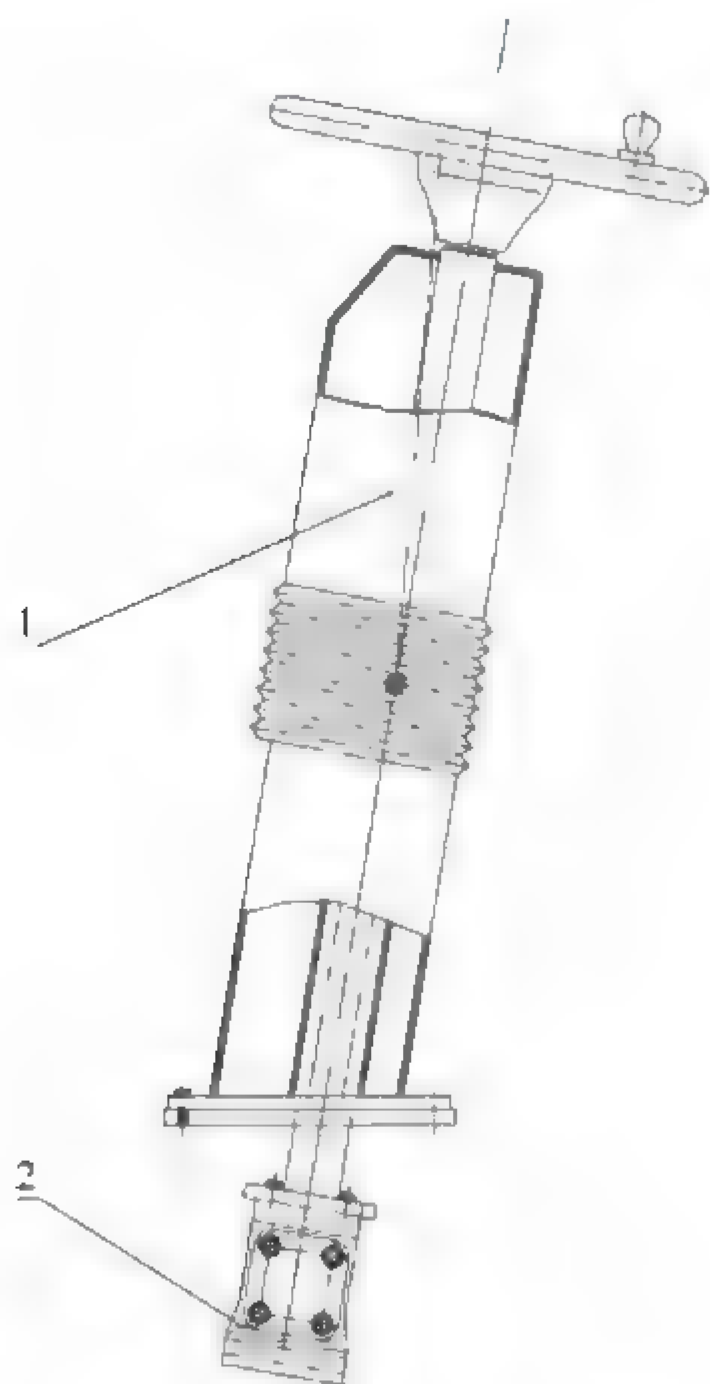


图 11-6 转向系统
1—方向机总成；2—全液压转向器

转向器为低扭矩负荷传感型全液压转向器，对转向负载的变化有良好的压力补偿。转向回路与其他工作回路互不影响，主流量优先保证转向回路，转向可靠。

转向桥承担堆高机的后部重量，承受行驶时道路对后轮的各种作用力和力矩，并且吸收振动和冲击，以保证堆高机的正常行驶。

转向桥为箱形横断面的焊接结构形式(见图 11-7)，由转向桥体、转向液压缸、连杆和转向轮组成。转向梯形采用曲柄滑块机构，由液压缸活塞杆通过连杆推动转向节转向，使转向轮偏转，从而实现转向。转向桥由前后安装轴连接到车体尾架上，使桥体能够绕销轴摆动。转向桥左右分别有一个左右转向节，后轮毂用两个圆锥滚子轴承装到转向节轴上，车轮通过轮辋装配到轮毂上，轴承内侧装有油封，使润滑脂保持在轮毂和转向节腔内。

11.2.5 起重系统

1. 结构特点及原理

起重系统用来完成集装箱吊取、升降、堆放、码垛等工序，是堆高机的重要部件。

起重系统由门架、起升液压缸、倾斜液压缸、吊具、起升链条等组成(见图 11-8)。为了减小堆高机的外形高度，使堆高机进入限制高度的仓库等场所，门架做成伸缩式，一般为两

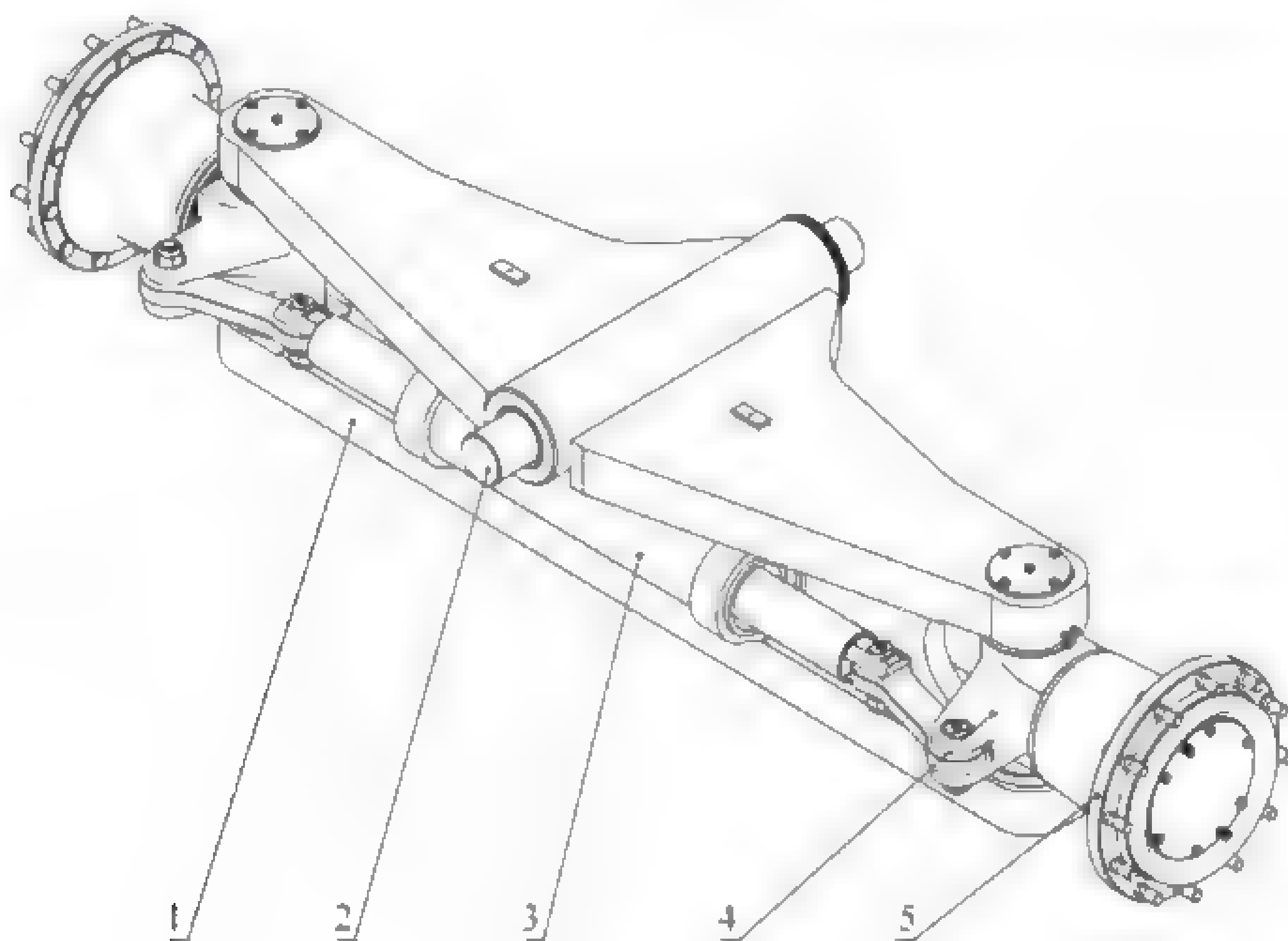


图 11 7 转向桥
1—转向桥体；2—安装轴；3—转向液压缸；4—转向节；5—转向轮毂

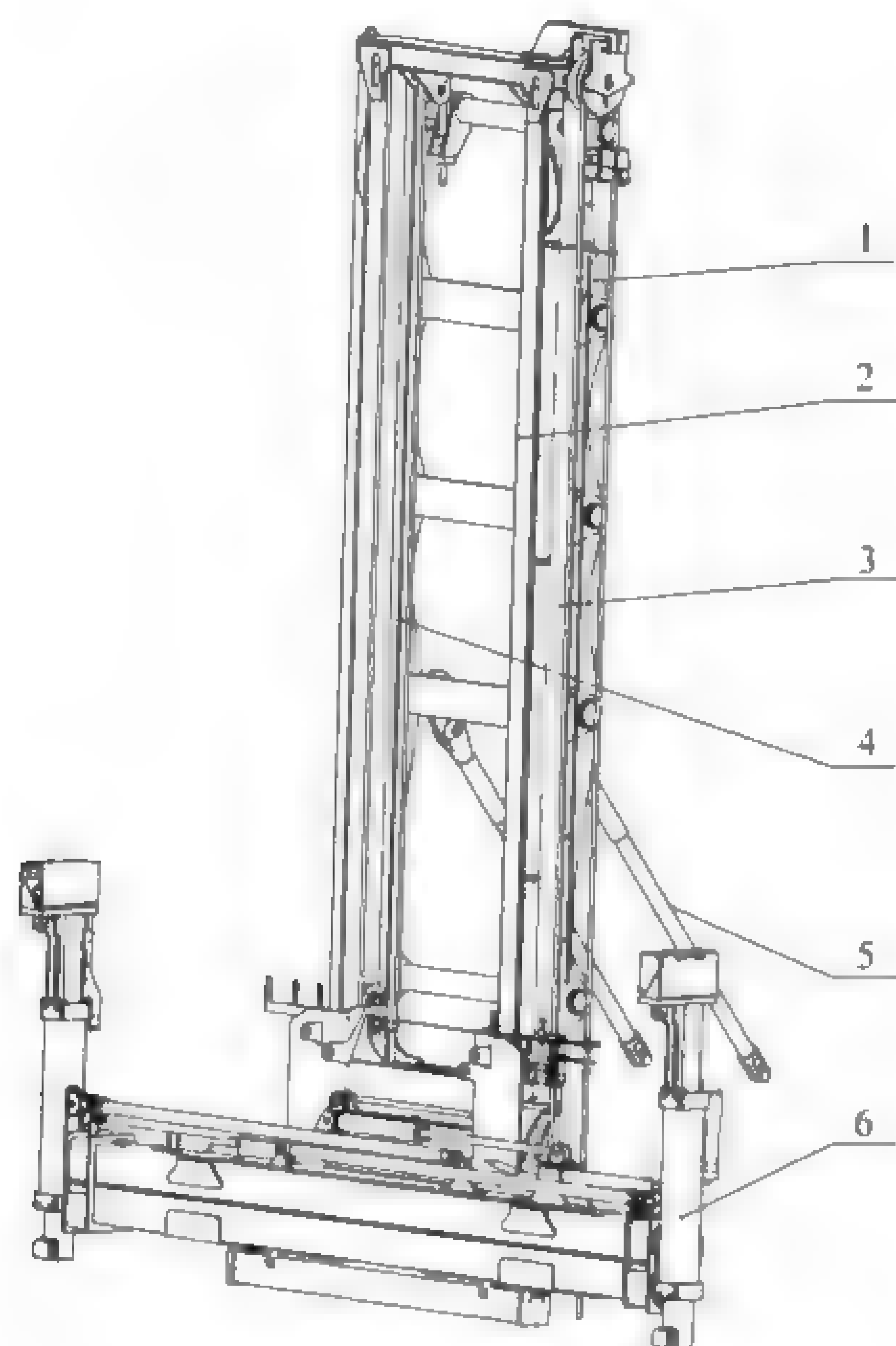


图 11-8 起重系统外形图
1—外门架；2—内门架；3—起升液压缸；4—起升链条；5—倾斜液压缸；6—吊具

节式门架，外侧的一节是不升降的，称为外门架；内侧的一节可以沿着外门架上下升降，称为内门架。内、外门架为二级滚动式，滚轮分别装在内、外门架上，并沿着内、外门架的槽钢轨道运动。

由于货物的升降动作是短距离的直线运动，门架的倾斜动作是小角度的前后摆动，采用液压传动系统并以液压缸作为动作的执行元件，可使结构紧凑，布置方便合理。

图 11-9 所示为起重系统原理图。起重系统是一种双链条机构。起升液压缸下端固定在外门架下端外部，链轮Ⅰ固定在起升液压缸的上端，沿外门架外部滑道上下运动。链条Ⅰ通过链轮Ⅰ，一端固定在外门架外部，另一端固定在内门架外端下部，起升液压缸起升时通过链条Ⅰ带动内门架以 2 倍的起升液压缸起升速度上升；在内门架顶端内部固定链轮Ⅱ，链条Ⅱ通过链轮Ⅱ，一端固定在外门架上端内部，另一端固定在吊具上，通过链条的带动，吊具将以 2 倍的内门架起升速度或 4 倍的起升液压缸上升速度上升。液压缸的最大行程为起升高度的 1/4，活塞杆长度短，不仅可以降低起升液压缸的加工难度，而且可以解决活塞杆压杆稳定性问题，活塞杆强度得以大幅度提高。该种起重系统的吊具的起升速度为起升液压缸起升速度的 4 倍，起升速度快，工作效率高。图 11-9 中的吊具起升速度 v_1 与起升液压缸起升速度 v_0 的关系式为 $v_1=4v_0$。

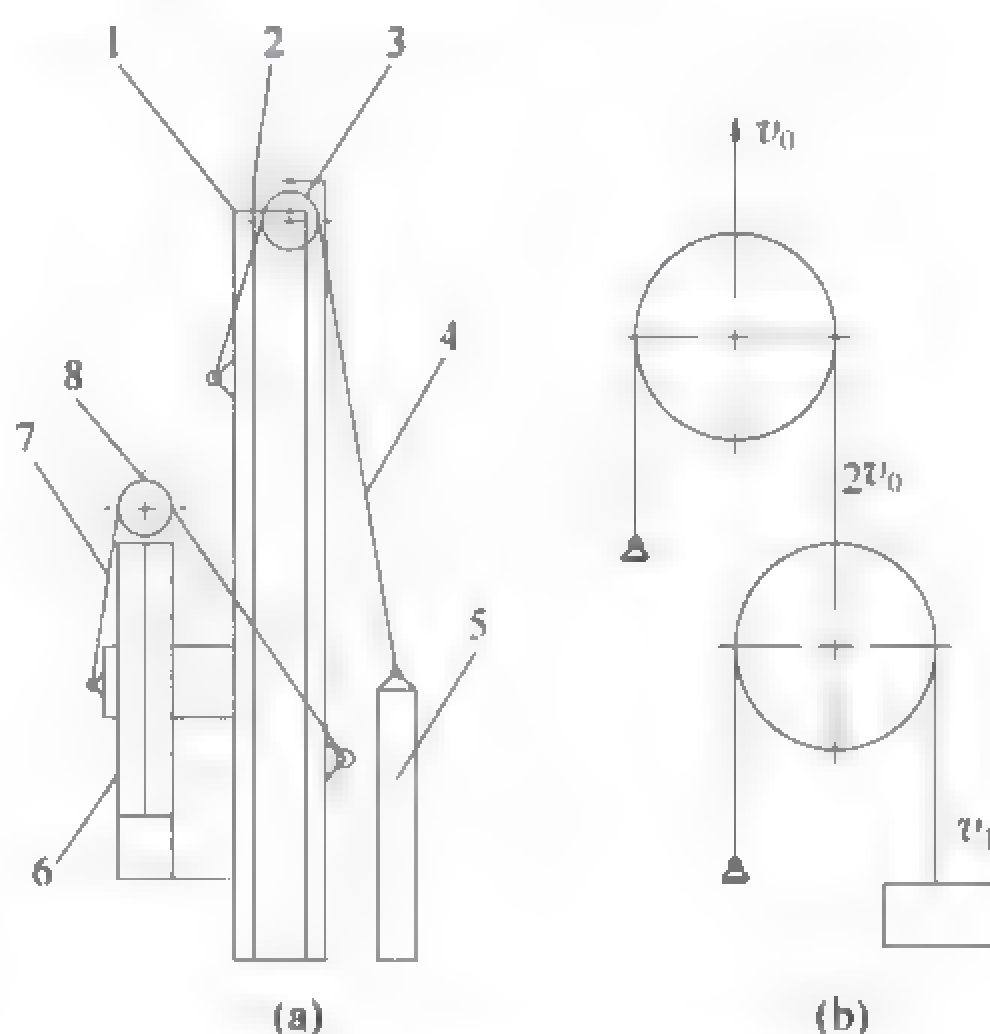


图 11-9 起重系统原理图
1—外门架；2—内门架；3—链轮Ⅱ；4—链条Ⅱ；5—吊具；6—起升液压缸；7—链条Ⅰ；8—链轮Ⅰ

2. 内、外门架

内、外门架是起重系统的骨架。内、外门架为焊接件，考虑到门架起升高度大，且要求门架的刚性好，内外门架均为整体式门形框架结构。门架用低合金高强度钢材料的左右两根立柱及上下横梁焊接而成。门架的立柱截面为槽形。外门架底部用销轴固定在车架的前支承梁上。外门架中部通过倾斜液压缸与车架连接在一起，并在倾斜液压缸作用下前后倾斜，亦实现集装箱吊具的前俯和后仰，以便吊具吊起和卸下集装箱，并保证运行时集装箱的稳定。

内门架可相对外门架上、下移动实现起升功能。内、外门架间安装有滚轮及侧向定位滑轮，保证内门架在外门架内部平顺地滑动。

堆高机门架偏载试验后，门架不应有永久性变形；试验过程中，门架之间应运动自如，无阻滞现象及异常响声。

3. 吊具

吊具在起重链条Ⅱ的牵引下通过主滚轮在内门架内滚动。主滚轮直接焊在吊具立柱板上，可以拆卸，通过滚轮轴上的螺栓调节侧向滑块，纵向载荷由主滚轮承受，横向载荷由侧向滑块承受。吊具的尺寸应符合 GB/T 3220—2011 的规定。

在堆高机起吊集装箱时，操纵手柄，使门架前倾，然后将吊具上的 2 个转锁与集装箱的 2 个孔对中，使吊具的转锁落入集装箱的 2 个孔，并操作按钮，使转锁旋转 90°，与集装箱角配件上的 2 个孔锁定，吊具的下部支承面正好抵在集装箱的侧面上，起升吊具的同时，集装箱同步提升。

堆高机起重系统结构应能承受 1.33 倍额定起重量的超载试验，试验后不应有永久性变形和损坏。由于起重链条具有相对伸长率低、承载能力大的优点，堆高机采用链条作为挠性件。堆高机一般采用片式链，起重链条的安全系数不应低于 5。

11.2.6　车身系统

车身系统主要由车架、机罩类、底板类、燃油箱、液压油箱和平衡重等组成。

车架是支承堆高机各个部件并传递工作载荷的承载结构，主要由前支承梁、大梁和尾架三部分组成，如图 11 10 所示。其中前支承梁在车架的最前端，主要用来支承堆高机的起重系统和安装驱动桥；大梁在车架的中间部分，用来连接前支承梁和尾架，一般采用 U 形的折弯板材；车架内部空间，用来安装整个堆高机的动力总成、冷却系统及传动系统等；尾架在车架的最后端，用来安装平衡重及转向桥。整车车架为箱形结构，刚性大、强度好，很好地保证了车辆结构件的整体强度和刚性。

堆高机应设有登车把手，可以利用堆高机的结构部分作为把手。第一个踏板离地面不应大于 550mm，其余踏板间距应在 250～350mm 之间。

11.2.7　驾驶室和操纵系统

驾驶室应宽敞、视野良好。前、后窗及顶窗应配置刮水器，门窗应开关方便、固定可靠。司机室应有良好的密封、保温、通风散热和防雨性能，地板应防滑，座椅应舒适可调。

行驶方向操纵杆的布置应使其动作方向与行驶方向一致，转向应轻便灵活。堆高机行走转向时，作用在方向盘上的手操作力为 8～20N，左右转向作用力相差不大于 5N，原地转向操纵力不大于 25N。当堆高机以最大速度直线行驶时，不应有明显的蛇行现象。

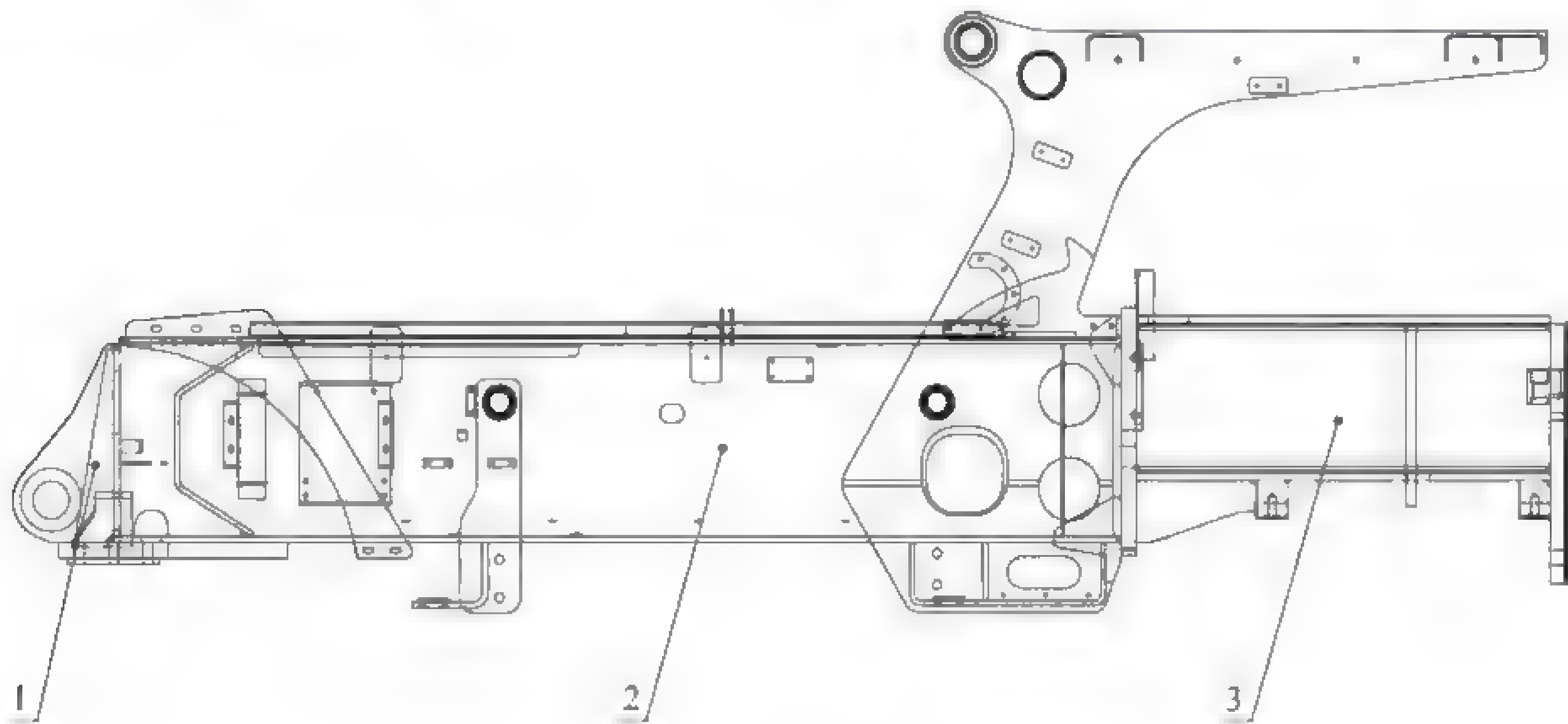


图 11 10　车架外形图
1—前支承梁；2—大梁；3—尾架

油门踏板的操作只有在挂挡以后才能使堆高机行驶。

堆高机应具有良好的视野，以便使驾驶员能实施各种行驶和操作动作。当视野受到限制时，应采用辅助设施，如反光镜等。

堆高机应配有灭火器，并安放在驾驶员方便拿取的位置。

11.2.8 液压系统

液压系统主要为起升液压缸、倾斜液压缸、转向液压缸和制动系统提供动力。

液压系统主要包括液压泵、多路阀、转向器、先导控制手柄、先导供油阀块、限速阀、平衡阀、电磁阀、吊具油路和管路附件等。

当发动机运转时，通过变速箱带动液压泵从油箱吸出油并输送到多路阀，多路阀内的安全阀用来保持油路油压在规定的范围内。驾驶员通过操纵先导控制手柄控制多路阀的开启方向和大小，从而控制执行机构的运动和速度；通过优先阀优先将液压油分配给负荷传感转向器，用来控制转向液压缸动作，剩余部分可全部供给主油路。液压系统中的其他附件，如电磁阀、限速阀、平衡阀等，为系统安全、可靠地运行提供了保证。

液压系统的软管、硬管和连接件应能承受液压回路3倍的额定工作压力1min而不破裂且无异常现象。液压油的清洁度不应低于GB/T 14039—2002规定的油液的固体颗粒污染等级一/19/16级。

液压系统应装备有防止过载的安全阀。液压系统密封性能良好，在额定载荷的正常作业情况下，各部位不应有泄漏现象。

11.2.9 电气系统

电气系统主要包括以下几个子系统：电源和动力电气系统、传动电气系统、仪表和液压电气系统、照明和信号电气系统、液压吊具电气系统、驾驶室电气系统和空调电气系统等。各电气系统分别控制不同电气元件以完成车辆启停、行走、整车照明、吊具等动作控制，实现车辆的运行状态监测及车辆安全保护功能。

堆高机应有总电源开关和钥匙开关，应装备有喇叭、倒车蜂鸣器。

电气系统中主要电气控制元件通常布置在电气控制柜中，能够保证良好的密封性能，同时兼具散热性能。整车线束连接多采用防水插件，从而达到防水防尘和防油污的作用，保证电器元件的可靠性。核心控制部件通常选用具有高度集成性的配电盒，配电盒使用的熔断器、继电器等均为汽车标准元器件，维护性好，可靠性高。

电气系统应保证良好的绝缘，控制部分应灵敏可靠。根据使用场所要求，堆高机的信号和照明装置应符合GB 10827.1—2014和GB 4785—2007的有关规定。

11.2.10 安全、环保装置

堆高机的安全、环保装置应满足下列要求：

(1) 堆高机的安全要求应符合GB 10827.1—2014的规定。

(2) 堆高机应配备发动机冷却水温度、机油压力、转速的显示或报警装置。

(3) 堆高机应设置燃油箱保护装置，用单独的封罩或挡板将燃油箱和加油装置与电气、废气排放系统隔离。

(4) 堆高机应配备燃油箱油量过低等警示装置。

(5) 堆高机应设置停车制动未脱离制动位置前不能挂挡的保护装置。

(6) 堆高机只有处于空挡位置时，才能启动发动机。

(7) 堆高机应设置倒车报警装置，倒车时，报警装置应能发出清晰的报警音响信号和闪烁的灯光信号。宜设置倒车监视装置。

(8) 堆高机应设置紧急停止开关，在紧急情况下能使臂架和吊具停止动作。

(9) 堆高机应装有转锁到位保护装置，只有当2个转锁开、闭锁到位后才能起吊，吊起集装箱后吊具不能伸缩、转锁不能转动，该装置应同时有灯光显示。

(10) 驾驶员在正常驾驶位置和上下车时

所能触及的堆高机表面应隔热或隔离，使得因热源引起的温升、裸露金属部件表面温度不应超过65℃，喷漆件和塑料件的表面温度不应超过83℃。

11.3 应用范围

随着全球经济的快速发展，集装箱运输的广泛应用，堆高机产品也得到了广泛的应用。

堆高机主要应用于港口、码头、铁路、公路中转站及堆场内的集装箱空箱的堆垛和转运，是岸桥、场桥及正面吊的配套搬运机械设备。

堆高机还可用于集装箱的生产厂家，用来进行集装箱的下线及堆垛发货等，具有堆码层数高、堆垛和搬运速度快、作业效率高、机动灵活、节约场地等优点。

11.4 主要技术性能参数及产品选用

11.4.1 主要技术性能参数

堆高机的技术参数主要说明堆高机的结构特征和工作性能。堆高机的技术参数分为以下三种：

(1) 性能参数，包括额定起重量、载荷中心距、最大起升高度、门架倾角、最大起升速度、最大行驶速度、最大牵引力、最大爬坡度、最小转弯半径、直角堆垛的最小通道宽度等。

(2) 尺寸参数，包括最小离地间隙、轴距、前后轮距、外形尺寸等。

(3) 重量参数，包括自重、桥负荷、稳定性等。

1. 性能参数

1) 额定起重量 Q_b

额定起重量是指集装箱重心到吊具与集装箱接触面的距离不大于载荷中心距时，允许起升集装箱的最大重量。

根据每次堆垛集装箱的最大重量，确定堆高机的额定起重量 Q_b。

2) 载荷中心距 R

因标准集装箱的宽度尺寸为定值2440mm，一般集装箱堆高机的载荷中心距为定值1220mm。

3) 最大起升高度 H_3

在平坦坚实的地面上，堆高机满载，轮胎气压正常，门架直立，吊具升至最高，吊具转锁至地面的垂直距离，称为堆高机的最大起升高度。

根据集装箱的最大堆码层数 A_s 和集装箱的高度尺寸 L_s，可确定最大起升高度 H_3。

4) 门架倾角

门架倾角是指空载的堆高机在平坦坚实的地面上，门架相对其垂直位置向前和向后的最大倾角，见图11-11。

门架前倾角的作用是便于吊具着箱和堆垛。后倾角的作用是当堆高机带载行驶时，增加堆高机行驶时的纵向稳定性。

门架倾角与轮胎类型有关。充气轮胎的变形与轮胎所受负荷和内胎气压两个因素有关。堆高机空载时，后轮负荷大，前轮负荷小，前后轮胎不同的变形量将使门架实际的前倾角度减小。满载行驶时，前轮负荷大，后轮负荷小，前后轮胎变形量的差异，将使门架的实际后倾角减小。为了补偿轮胎变形量对门架倾角的影响，对充气轮胎的堆高机，门架的前后倾角度都应当适当增大。

5) 最大起升速度

最大起升速度是指堆高机在满载或空载时，货物起升的最大速度，以mm/s表示。

由于堆高机的起升高度高，因此最大起升速度对堆高机的作业效率有着直接影响。堆高机的起升速度是用户在选择堆高机时考虑的重要指标。最大起升速度主要取决于堆高机的液压系统。但过大的起升速度容易发生货损和机损事故，给堆高机安全作业带来威胁。目前堆高机的满载最大起升速度一般为600mm/s。

一般根据起升液压缸的缸径和杆径，计算液压缸的有效面积为

$$A_L = n\pi d_L^2/4 \qquad (11\text{-}2)$$

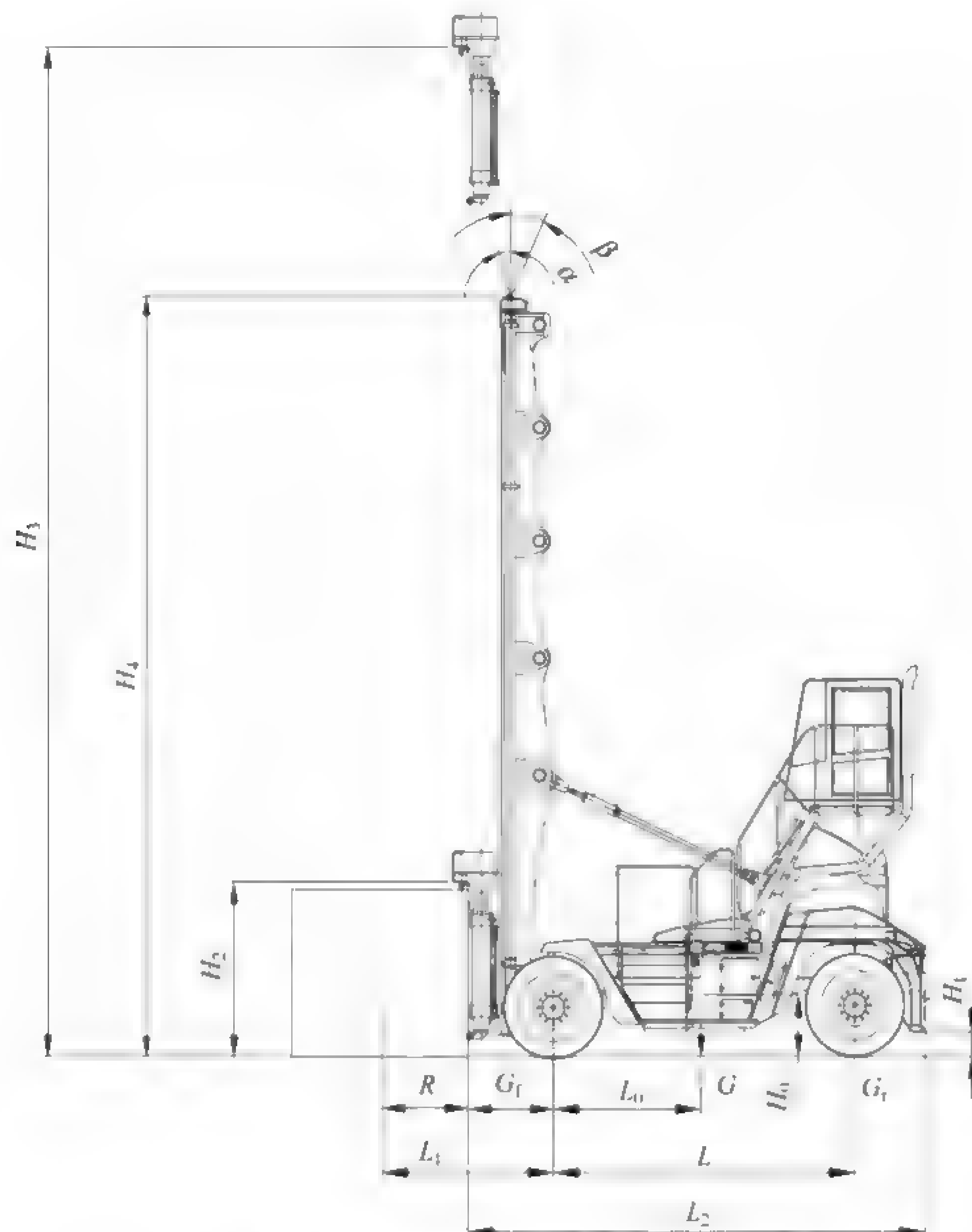


图 11-11 堆高机尺寸参数示意图

H_0—重心高度；H_1—最小离地间隙；H_2—转锁离地高度；H_3—最大起升高度；H_4—门架最大高度；L—轴距；L_0—重心至前桥中心线水平距离；L_1—载荷中心至前桥的水平距离；L_2—车辆总长(至吊具)；α—门架向前最大倾角；β—门架向后最大倾角

式中：A_L——起升液压缸的有效面积，cm^2；

d_L——起升液压缸的内径，cm；

n——起升液压缸的数量。

根据液压泵的输出流量，计算起升液压缸最大起升速度为

$$v_0 = Q_M \times 10^3/(60A_L) \qquad (11\text{-}3)$$

式中：v_0——起升液压缸最大起升速度，cm/s；

Q_M——液压泵的输出流量，L/min。

根据起升液压缸和吊具的起升速度关系(见图 11-9)可知，货物的最大起升速度 $v_1 = 4v_0$，则有

$$v_1 = 4v_0 = Q_M \times 10^3/(15A_L) \qquad (11\text{-}4)$$

6) 最大行驶速度

据统计，堆高机作业时，行驶时间一般占全部作业时间的 2/3，因此缩短行驶时间对提高堆高机作业生产率有很大影响。

缩短行驶时间的途径之一是提高堆高机的行驶速度。但是堆高机的运行特点是运距短，停车和起步的次数多，过分提高行驶速度不仅使发动机功率增大，经济性降低，而且堆高机作业时很少高速运行。目前堆高机的最大行驶速度一般为 28km/h。

影响堆高机的最大行驶速度的因素包括：堆高机作业时的运行距离和运行路线，起步和

停车时的加速度。

堆高机在测量最大行驶速度时，一般按照运行距离 50m，在最高速度挡位运行时，通过该距离的时间，然后取平均值。

7）最大牵引力

牵引力大，则堆高机起步快、加速能力强、爬坡能力强。由于堆高机的运行距离短，停车、起步次数多，加速能力十分重要。

发动机发出的扭矩，经过减速传动装置，最后在驱动轮轮周上产生切向力，称为轮轴牵引力。轮轴牵引力 $P_{轮}$ 在克服堆高机本身遇到的外阻力 W 以后，就是在堆高机尾部的挂钩上净余的牵引力 $P_{牵}$，三者之间的关系为

$$P_{牵} = P_{轮} - W$$

8）最大爬坡度

最大爬坡度是指堆高机空载或满载时，在正常的路面情况下，以低速挡匀速行驶时所能爬越的最大坡度，以度或百分数表示。

堆高机满载行驶时最大的爬坡度，一般由发动机的最大扭矩和低速挡的总传动比决定。空载行驶时的最大爬坡度，通常取决于驱动轮与地面的黏着力。

根据发动机输出的最大驱动力来计算的爬坡度为

$$\theta = \arcsin \frac{F_g - Gf}{G} \tag{11-5}$$

式中：F_g——前进一挡、车速为 2km/h 时的驱动力，N；

G——堆高机的总重量，N；

f——滚动阻力系数。

根据堆高机在坡道上的黏附条件来计算的爬坡度为

$$\theta = \arctan \frac{\mu(L - L_0) - Lf}{L + \mu H_0} \tag{11-6}$$

式中：L——轴距，mm；

L_0——重心至前桥中心线的水平距离，mm；

H_0——重心距离地面的高度，mm；

μ——黏着系数。

将式(11 5)和式(11 6)进行比较，取最小值为最大爬坡角度。$\tan\theta$ 即为车辆的最大爬坡度，用百分数表示。

9）最小转弯半径

堆高机空载时，转向轮转到最大转角后，车体最外侧和最内侧绕转弯中心所形成的回转半径即为最小转弯半径。外侧最小转弯半径是决定堆高机性能(在最小面积内转弯的能力)的主要参数。在不做特殊说明时，最小转弯半径通常是指堆高机最外侧轮廓的最小转弯半径。

影响堆高机最小转弯半径的因素，除堆高机的轴距、后轮轮距、转向车轮的最大偏转角外，还有堆高机的外形尺寸和尾部的形状。设计堆高机时，应尽可能地缩短车身长度，堆高机尾部应做成以转弯中心为圆心的圆弧形。

10）直角堆垛的最小通道宽度

直角堆垛的最小通道宽度是指堆高机满载状态、在货物之间的直线通道上，可以做 90°旋转堆垛的最小通道宽度，如图 11-12 中的 A_1 和图 11-13 中的 A_2。直角堆垛通道宽度也就是厂房或集装箱堆场中货架或通道的空间尺寸，反映了厂房或堆场的利用率。

2. 尺寸参数

1）最小离地间隙

最小离地间隙是指除车轮以外，车体上固定的最低点到车轮接地表面的距离，它表示车辆无碰撞地越过地面凸起障碍物的能力。堆高机最小离地间隙是表征车辆通过性能的主要参数。

2）轴距

轴距是指堆高机前后桥中心线的水平距离。轴距直接影响车辆的最小转弯半径和纵向稳定性。减小轴距，将使车身长度缩短，转弯半径减小，有利于提高机动性，但不利于纵向稳定性。

3）轮距

轮距是指在同一轴上左右车轮(或轮组)中心的距离。堆高机前轮距是根据车架前部、门架和轮胎宽度及其相互位置确定的。后轮距主要由车架后部的宽度和转向车轮的最大偏转角决定。增加轮距有利于车辆的横向稳定性，但会使最小转弯半径和车辆总宽增大。

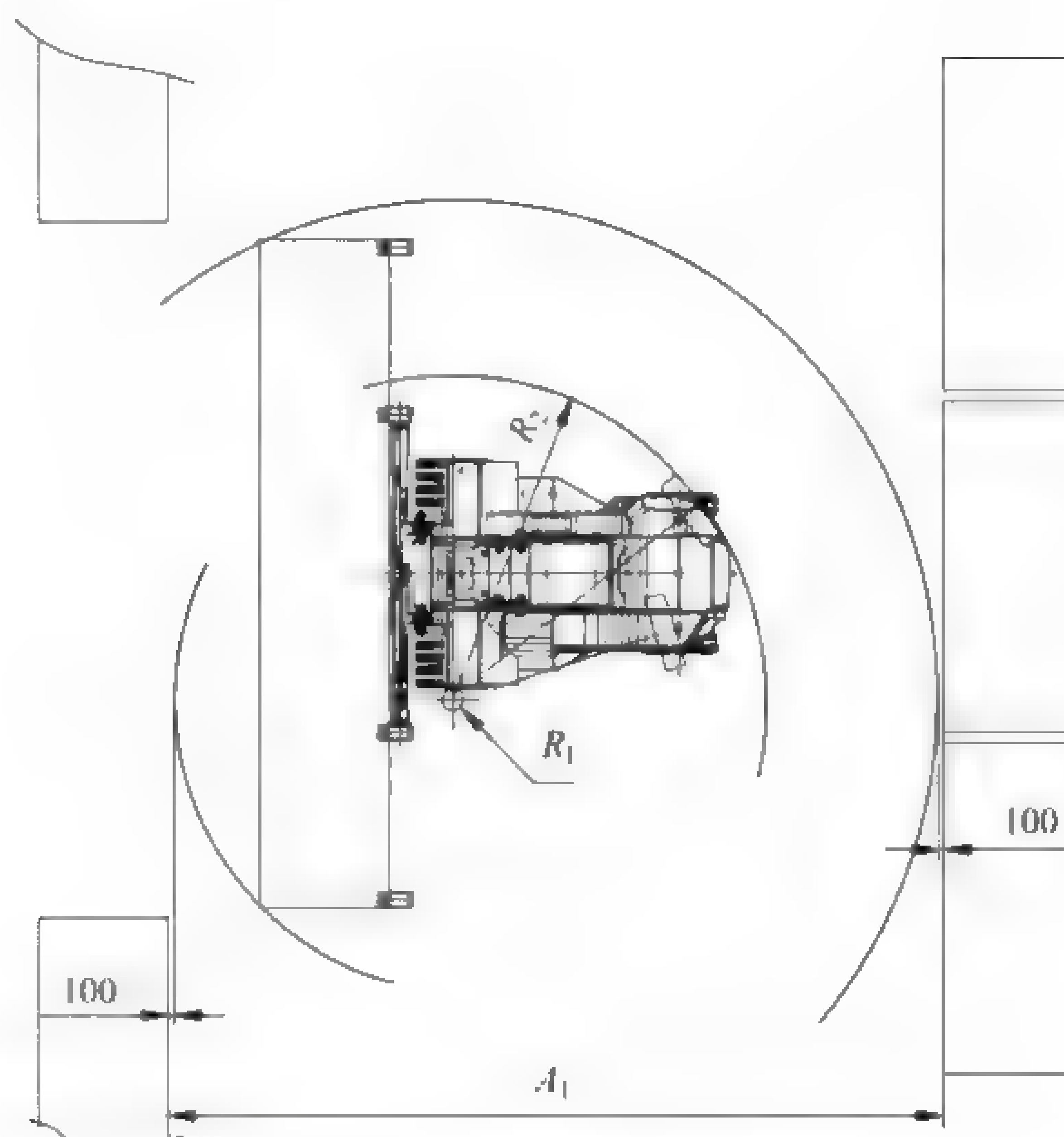


图 11-12　40ft 集装箱直角通道示意图

R_1—车辆内侧最小转弯半径；R_2—车辆外侧最小转弯半径；A_1—40ft 箱直角堆垛通道宽度

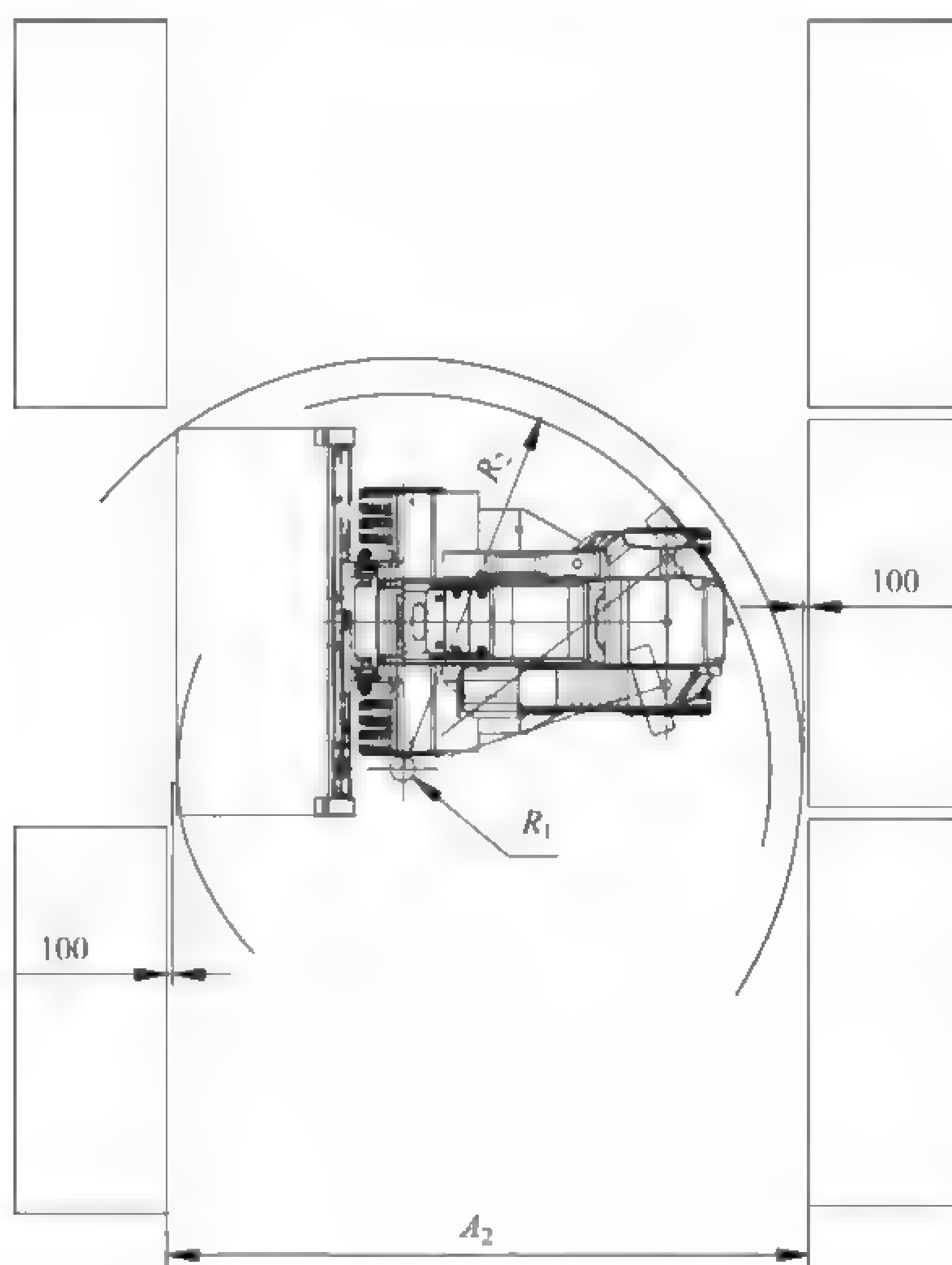


图 11-13　20ft 集装箱直角通道示意图

R_1—车辆内侧最小转弯半径；R_2—车辆外侧最小转弯半径；A_2—20ft 箱直角堆垛通道宽度

4）外形尺寸

外形尺寸一般指堆高机的总长、总宽、总高。外形尺寸的大小影响整机外观、转弯半径的大小和通过性。根据车架前支承梁和驱动桥的连接尺寸确定门架外宽，根据最小离地间隙和最大起升高度确定门架高度。

3. 重量参数

1）自重

自重是表征堆高机重量的技术指标。性能相同的堆高机，在额定起重量和载荷中心距相等的条件下，自重轻说明材料利用经济、结构设计合理、节能减排效果好。

2）桥负荷

桥负荷一般指水平路面上，门架直立，堆高机在满载和空载状态下，路面对前后桥车轮的垂直静反力。

桥负荷的设计值一般为：

（1）空载时

前桥负荷 = 60% × 整车自重

后桥负荷 = 40% × 整车自重

（2）满载时

前桥负荷 = 90% ×（整车自重 + 货物额定重量）

后桥负荷 = 10% ×（整车自重 + 货物额定重量）

堆高机准确的桥负荷可按以下方法计算。

（1）堆高机空载状态下（见图11-11）：

$$G_f = G(1 - L_0/L)$$
$$G_r = G L_0/L \tag{11-7}$$

式中：G_f——前桥负荷，N；

G_r——后桥负荷，N。

（2）堆高机满载状态下（见图11-11）：

$$G_f = G(1 - L_0/L) + Q(1 + L_1/L)$$
$$G_r = G L_0/L - Q L_1/L \tag{11-8}$$

式中：L_1 ——载荷重心至前桥的水平距离，mm。

3）稳定性

稳定性是保证堆高机安全作业的必要条件。由于集装箱的重心位于堆高机纵向车轮支承底面以外，堆高机有可能在纵向丧失稳定，向前倾翻。当堆高机转弯过急，或在坡道上转弯，或高速行驶时转弯，都有可能使堆高机丧失横向稳定，向一侧翻倒。因此，为了保障堆高机的安全作业，必须使堆高机具有必要的纵向稳定性和横向稳定性。

堆高机丧失纵向稳定性有以下两种可能情况：

（1）堆高机满载堆垛时向前倾翻——丧失堆高机满载堆垛时的纵向稳定性（纵向静稳定性）。

（2）堆高机满载运行时，由于紧急制动，堆高机向前倾翻——丧失堆高机满载行驶的纵向稳定性（纵向动稳定性）。

使堆高机丧失横向稳定的外力有：车辆转弯时的离心力、侧向风力、坡道分力等，其中离心力是最主要的一项。因此堆高机的横向稳定性问题，属于动稳定问题。

11.4.2　典型产品主要技术性能参数

表11-1为各品牌堆高机产品的主要参数，表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

表11-1　制造商产品主要技术性能参数

性能参数 \ 生产企业	安徽合力	三一重工	Kalmar	Linde
额定起重量/kg	9000	9000	8000	9000
起升速度（满载）/(mm/s)	590	580	450	580
起升速度（空载）/(mm/s)	600	600	650	580
最大行驶速度（空载）/(km/h)	28	28	26	26
爬坡能力（空载）/%	28	30	28	17.6
最小转弯半径/mm	5920	6000	6750	5792
最大牵引力/kN	155	146	105	86.7

续表

性能参数 \ 生产企业	安徽合力	三一重工	Kalmar	Linde
轴距/mm	4250	4550	4550	4500
发动机功率/kW	174	174	164	142
倾角(前/后)/(°)	3/3	2/4	3/3	3/3.5
轮胎尺寸	14.00-24	14.00-24	12.00-24	12.00-24

11.5 主要技术标准与规范

堆高机主要设计、安装、验收和使用的标准规范有:《集装箱空箱堆高机》(GB/T 26945—2011)。其相关标准见表 11-2。另外,堆高机属于厂内工业机动车辆,在制造和使用时需取得特种设备制造许可和使用许可。

表 11-2 技术标准与规范

序号	标 准 号	名 称
1	GB/T 26945—2011	《集装箱空箱堆高机》
2	JB/T 11037—2010	《1000kg ～ 45000kg 内燃平衡重式叉车 技术条件》
3	JB/T 3300—2010	《平衡重式叉车 整机试验方法》

11.6 技术发展趋势

近年来,随着全球经济一体化的发展,集装箱的应用也越来越广泛,各集装箱货场及中转站的集装箱数量大幅增加。目前,堆高机在国内市场和国际市场的发展前景都较乐观。与此同时,堆高机市场竞争日趋加剧,外资品牌已占据了高端市场,并开始转攻中低端市场。面对发展的机遇和激烈的竞争,堆高机产品未来的发展趋势应引起业内的高度关注。堆高机的发展趋势有如下特点。

1. 系列化、大型化

系列化是堆高机发展的重要趋势。国外著名大公司逐步实现其产品系列化,形成了从微型到特大型不同规格的产品。与此同时,产品更新换代的周期明显缩短。大型堆高机的产品特点为:科技含量高、研制与生产周期较长;投资大、市场容量有限;市场竞争主要集中在少数几家公司之间。

随着各集装箱货场及中转站的集装箱数量大幅增加,出现场地狭小、集装箱存放紧张的问题,而扩大场地又受费用和用地限制,因此各货场及中转站均考虑向高度发展。各集装箱堆高机生产厂通过提高门架的起升高度、增加集装箱的堆高层数来满足用户要求。现在市场常见的堆高机最大起升高度已达到 21.3m,堆码 8 层。

2. 专业化、多品种

在外贸新一轮高速增长、集装箱化率提高和集装箱码头建设加速三大因素的推动下,中国集装箱市场空前繁荣。目前,国际标准集装箱按用途可分为 12 类,而堆高机是装卸搬运集装箱空箱的主力机械。为了进行如此多种类集装箱的堆垛和运输,势必要求堆高机产品向专业化和多品种的方向发展,以满足日益增多的不同场合、不同工况的集装箱空箱堆高作业需求。

3. 智能化

高可靠性、性能优越的产品,以及装备先进电子技术的机电一体化堆高机市场前景看好。随着 Internet、广域和局域无线网络、移动信息设备的迅猛发展,移动计算(mobile computing)技术已经成为信息技术发展的方向,Mobilizing“M”化已经成为企业竞争力的核心。物流行业分散、流动的信息化特征和移动计算技术可谓珠联璧合,全球领先的物流企

业的发展已经让我们领略到"物流M化"的强大威力。作为"物流M化"技术之一的智能技术将企业信息系统扩展到堆高机上，可以使企业实际运作获取丰厚的回报。这种自动化操作将会使众多的堆高机运输和堆垛环节都受益匪浅。司机和管理人员都可以从中享受到操作方便、生产效率提高所带来的工作乐趣。

4．安全性、舒适性

通过配备功能齐全的监控系统、动力制动系统、防侧翻系统，以及采用电控、液压、机械3套独立制动系统，将大大提高整车的安全可靠性。同时驾驶员的舒适感对保证堆高机高效运行非常重要，新型堆高机将更加注重人机工程学，提高操纵舒适性，实现工作状况的在线监控；采用浮动驾驶室，使操纵者获得全方位视野；以集中手柄控制替代多个手柄控制，使司机操纵更加舒适，更能集中精力工作，有利于提高作业效率。

5．节能化、环保化

目前，堆高机的动力以柴油发动机为主。柴油发动机的优点是其功率强劲、适用范围广，缺点是排放和噪声污染较大。经济、安全、环保的LNG发动机驱动堆高机必将是未来行业发展的趋势。LNG是一种清洁能源，降低二氧化硫、粉尘、氮氧化物、二氧化碳的排放量，并有助于减少酸雨形成，从而改善环境质量。同时，在和柴油作业效率相当的条件下，LNG堆高机的使用成本仅是柴油堆高机的70%，节约经济成本30%。

第12章

集装箱跨运车

12.1 概述

12.1.1 功能和特点

1. 功能

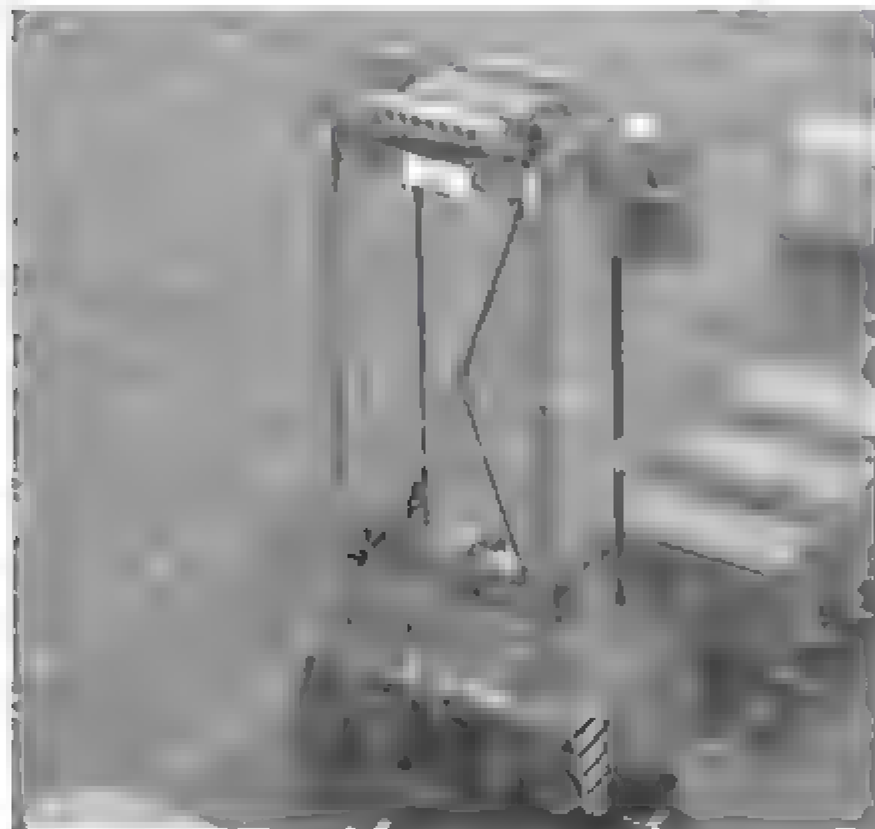
集装箱跨运车(以下简称跨运车)是集集装箱搬运、堆码、换装和装卸功能于一体的专用起重运输机械(见图 12-1)。跨运车的门形车架跨在集装箱上,由装有集装箱吊具的升降系统吊起集装箱进行搬运,并可将集装箱堆码2~3层高。另外,跨运车在堆场上可对集装箱拖挂车进行装卸。跨运车吊具转锁机构与集装箱接合或脱开,吊具也能侧移、倾斜和微动以满足对位的需要。跨运车一般用于集装箱码头的短中途运输集装箱并可用作场地的堆垛,尤以欧洲国家及北美地区码头使用较多。

早期的跨运车主要有两个功能:

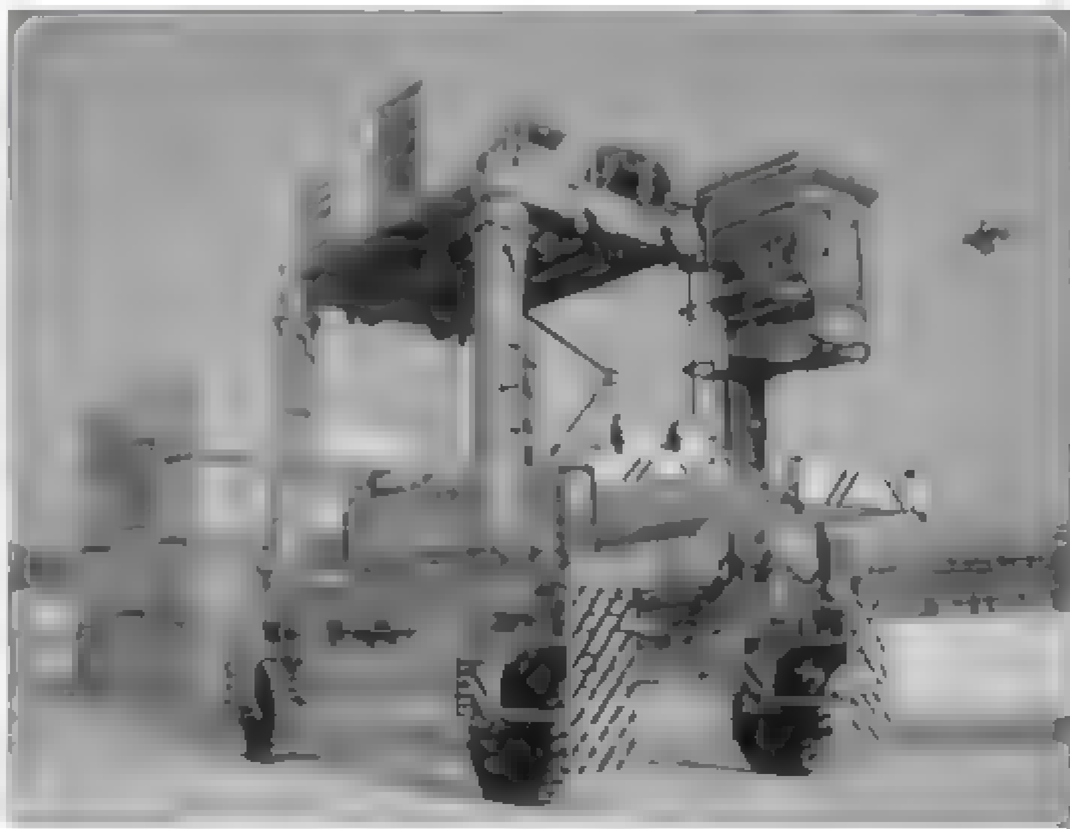
(1) 做水平运输用,跨运车利用自身吊具将岸边集装箱起重机(简称岸桥)卸下的集装箱起吊后,运输到后方堆场。

(2) 做堆垛用,一般起升高度约为 12m,可堆垛 3 层箱。在用的跨运车中堆码 3 层的约占 70%,堆码 4 层的机型也在逐渐增多。

随着集装箱码头的堆场利用率要求的提高,多数集装箱场地(尤其是亚洲的集装箱码头)堆垛采用轨道式或轮胎式集装箱门式起重机(简称轨道吊或轮胎吊),而用于岸桥与堆场间的集装箱运输的跨运车衍生出一种短程以水



(a) 堆垛型跨运车



(b) 低矮型跨运车

图 12 1　集装箱跨运车外形图

平运输为主的低矮型跨运车(见图12 1(b)),其起升高度约为6m,可起吊一个集装箱穿梭于岸桥及堆场之间,一般可堆1～2层箱。

2. 特点

1) 跨运车主要优点

(1) 一机完成多种作业,包括自取、搬运、堆垛、装卸等,中间不需要其他机械的协助;采用落地方式接送,减少码头的机种和数量,减少作业环节,使整个装卸运输系统简化,便于组织管理。

(2) 能自取、对位快。岸桥只需将集装箱卸在码头前沿,跨运车自行抓取运走集装箱。与集装箱拖挂车、集装箱自动导引车等进行水平运输相比,岸桥无须准确对位装车,可充分发挥岸桥的效率。

(3) 机动性强,既能搬运又能堆码,减少作业环节;可根据每天的作业量随时增减作业机械数量,而不会打乱作业秩序。

2) 跨运车主要缺点

(1) 机械结构复杂,液压部件多,故障率高,对维修人员的技术要求高,维护保养及运营成本高,且造价昂贵。

(2) 堆垛型跨运车整机车体高而窄,质心位置高,行走稳定性较差,对路面和驾驶员操作技术水平要求高,驾驶员对位不准易造成集装箱损坏。

(3) 通道数量多,堆箱层数低,堆场利用率低,堆场内翻箱倒垛困难。

(4) 由于跨运车轮压大,对堆场的地基要求高,跨运车通过的场地都要进行地基的加固。相对轮胎吊或轨道吊来说,其码头初期投资较大。

12.1.2　国内外发展现状

跨运车从20世纪60年代问世以来,经过几十年的发展,已成为集装箱码头和堆场的重要起重运输设备。早期的制造商主要有:日本的TCM和三菱重工、德国的PEINER、英国的CLARK、芬兰的VALME等公司,目前国内外的主要制造商如下。

1. 芬兰Kalmar公司

Kalmar是跨运车的主要供货商之一,其跨运车在全世界广泛使用。凭借多年的跨运车生产经验,目前Kalmar拥有超过50%的市场占有率,生产包括传统堆垛型跨运车和新式低矮型跨运车等型号在内的跨运车产品。其推出的Shuttle carriers型跨运车(穿梭机)产品,能够堆2层集装箱,采用柴油发电机组动力形式。

2. 德国Noell公司

德国Noell起重机集团是国际领先的港口设备和集装箱搬运机械制造商之一。其开发的低矮型跨运车包括Sprinter和Porter两种。其中Sprinter型具备“过1堆2”能力,而Porter型只是“过0堆1”,即只要将集装箱装上(或卸下)集装箱拖挂车即可,不承担集装箱堆码的工作。

3. 瑞典Konecranes公司(科尼)

科尼也是跨运车的制造商之一。其通用产品为8轮设计,最大起吊50t。新型的Boxrunner跨运车可以高效地应用在两种不同的集装箱装卸作业环境。

4. 中国水科院

交通运输部水运科学研究院(简称水科院)是港口工艺和装备的重要科研开发机构,2000年就开发了国内首台传统的堆垛型跨运车,应用于厦门港。2006年又先后开发了低矮型跨运车,以及带简易吊具的轻型跨运车,只对集装箱卡车进行装卸,不进行堆码,应用于中小集装箱码头的水平运输。

5. 中国ZPMC

上海振华重工(集团)股份有限公司(ZPMC)是重型装备制造行业的知名企业,2004年开始跨运车的开发,目前正在开发研制整机设有6个车轮、能够起吊1只40ft或2只20ft集装箱的跨运车,其形式类同于低矮型跨运车并能满足自动化堆场的水平运输需求。

12.2　形式和分类

12.2.1　按功能和高度分类

1. 堆垛型跨运车

传统的堆垛型跨运车通常堆高层数在

2～3层箱，主要用于完成搬运、堆码、换装和装卸集装箱工作。由于结构高大，为减小钢结构重量，对于堆高用的机型门框间采用钢丝绳牵拉等方式，用较少的重量达到门框刚度提高的目的。

2. 低矮型跨运车

低矮型跨运车一般用于岸桥与堆场间的水平运输，只能堆1层集装箱或无堆码功能，其起升高度一般只能将集装箱吊运到集装箱拖挂车上。整机高度低，结构通常采用门框形式。

12.2.2 按车轮数量分类

1. 八轮跨运车

传统的堆垛型跨运车基本采用每侧4轮形式，即八轮跨运车。

2. 六轮/四轮跨运车

低矮型跨运车一般为每侧3轮或2轮形式，即六轮跨运车或四轮跨运车。

12.2.3 按转向方式分类

1. 全轮转向

每个轮子均有转向功能，通过液压缸及连杆机构来实现全部车轮的转向。此种转向方式转弯半径小。

2. 两轮转向

每侧只有一个车轮具有转向的功能。其转向机构简单，能够满足一定转弯半径的转向需要。

12.2.4 按传动系统分类

1. 机械式或液力机械式传动

由于液力机械式传动具有减少传动系统冲击载荷、简化操作、改善并提高跨运车的牵引性能等特点，故早期世界各国的跨运车传动系统大都采用此种传动方式。但液力机械式传动系统复杂，布置不方便，维护成本高。

2. 液压式传动

液压传动将液压马达直接内置在车轮轮辋内，具有结构紧凑、耐冲击等优点，是继机械式传动后的又一广泛采用的传动形式。

3. 内燃电动式传动

内燃电动式传动是由柴油发电机组发电、由变频电动机进行行走和起升驱动的方式，具有控制方便、结构简单等优点。在这种传动方式中，转向和吊具的执行机构的控制一般仍采用液压驱动，由电动机带动液压泵来实现。

4. 内燃电动混合动力

在内燃电动驱动基础上增加电池组构成混合动力驱动形式。

12.3 主要构件及系统

跨运车主要包括：车架结构、动力系统、行走系统、转向系统、制动系统、升降系统、吊具与导向装置、液压系统、电控系统等。跨运车的构成见图12-2。

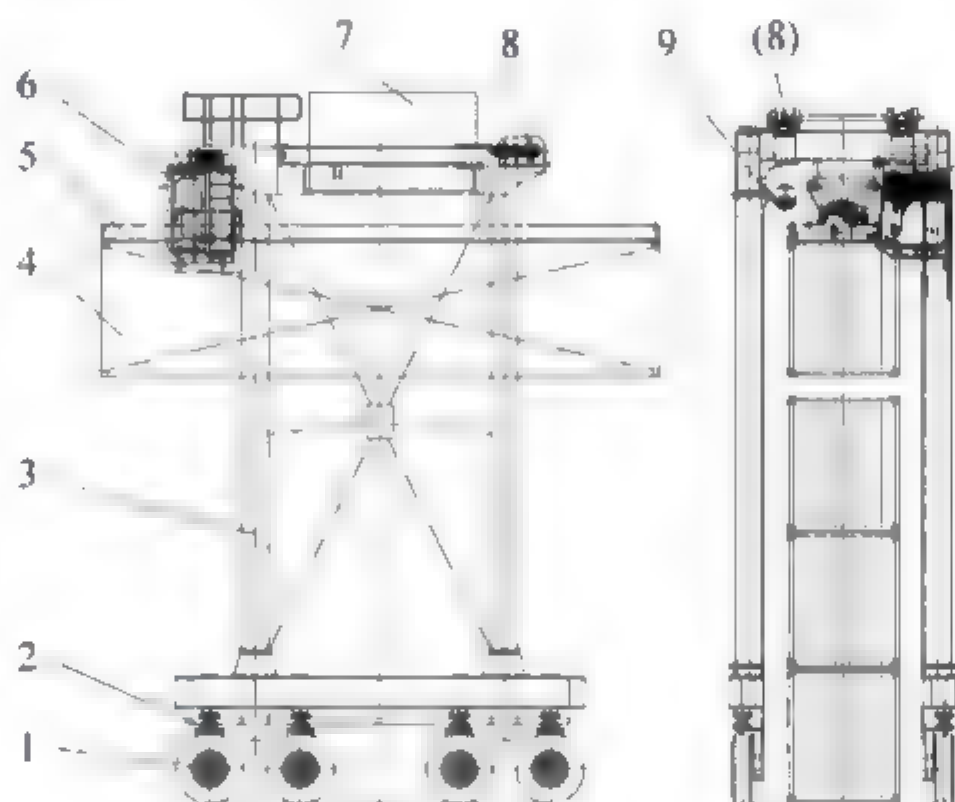


图12-2 堆垛型跨运车构成图
1—行走系统；2—转向系统；3—车架结构；4—集装箱；5—吊具；6—驾驶室；7—动力系统；8—升降系统；9—导向装置

12.3.1 车架结构

跨运车的车体结构为门框(Π)形式，以4根焊接箱形梁为立柱，上部有H形的联系梁作为框架，下部由2个单独的箱形底梁等组成结构件部分。顶部结构上安装有柴油发电机组、电控控制柜、升降机构等组件，并在平台上安装有视线较好的驾驶室。框架底部的底梁下面设有行走系统，通过轮胎将整机重量和吊重传到地面。

低矮型跨运车和堆垛型跨运车的车架结构分别见图12 3和图12 4。

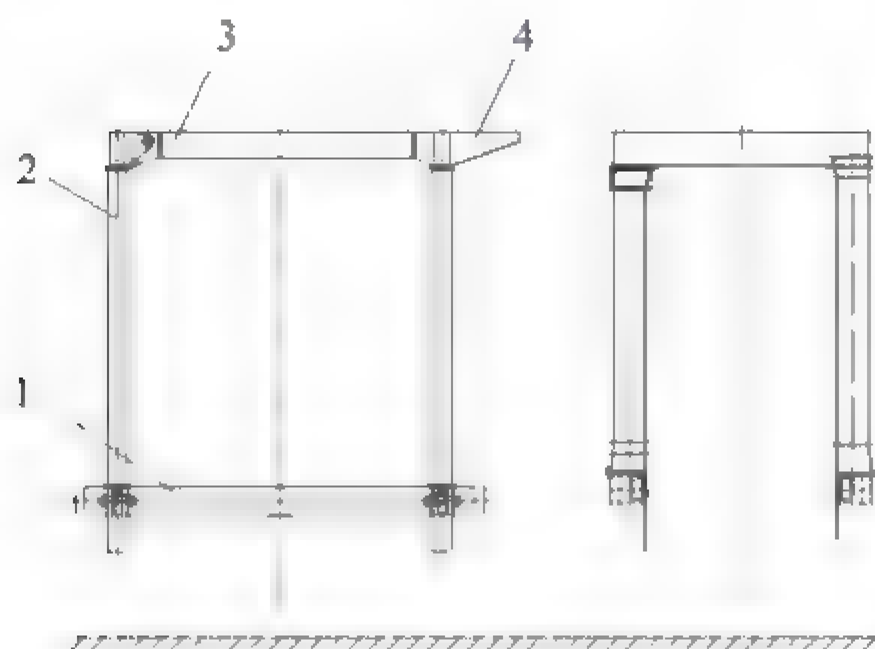


图12-3　低矮型跨运车的车架结构
1—底梁；2—立柱；3—上部结构；4—平台

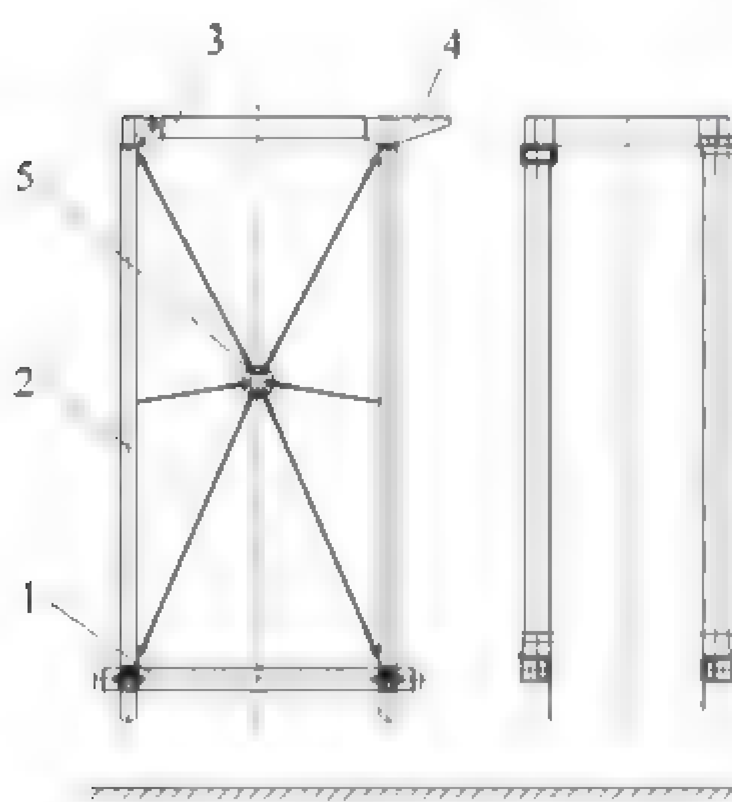


图12-4　堆垛型跨运车的车架结构
1—底梁；2—立柱；3—上部结构；
4—平台；5—斜拉绳索

12.3.2　动力系统

出于对跨运车机动灵活和大功率驱动的需要，跨运车从面世之初就选择了以柴油机提供动力的驱动系统。在动力源方面，最初的形式为行走动力直接来自柴油机，通过机械或液压传动的方式将柴油机动力直接转化，这种驱动形式目前已逐步淘汰。

随着近年来电动机技术和电池技术的发展和成熟应用，其动力源也经历了从柴油发电机组到油电混合动力源的发展历程。根据不同的配置情况来选择不同的柴油发电机组功率。跨运车所使用的动力系统配置主要可分为以下三类。

1. 柴油机直接驱动的动力源

这是一种应用最早的动力源，其实现方式之一是将柴油机飞轮所提供的转动能量通过机械的变速机构和改向机构，直接传递到行走机构，完成驱动动作。早期的著名跨运车生产商VALMET曾研究和采用过车顶放置柴油机传动至两侧各一个驱动轮，以及两侧分别布置一套柴油机来分别驱动单侧车轮的方式。这两种布置从原理上是一致的。其实现方式之二是将柴油机和液压泵相连，采用液压管路将压力油传送到所需驱动的液压马达来实现驱动。Kalmar的全液压驱动跨运车就是应用这一技术。

2. 柴油发电机组发电的动力源

柴油发电机组发出的电能经过电缆连接驱动器和驱动电动机，通过对驱动电动机的控制来实现驱动动作。作为越来越常规的一种动力源，世界各大知名跨运车生产厂商均对此有过研究和应用，并在此基础上推出了各自的跨运车系列产品。由于大功率柴油发电机组体积较大，一般放置在车顶位置。

3. 柴油发电机组加电池组的混合动力源

与第二类动力源类似，混合动力源的供电方式由单纯的柴油发电机组供电变为了柴油发电机组和大功率电池组混合供电的形式。现在几大跨运车制造商已经推出电驱动形式，“柴油发电机组＋油电”混合动力，或“柴油发电机驱动＋油电混合动力＋节能回收装置”，或“柴油发电机组＋锂电池”等动力系统。根据不同的配置情况来选择不同的柴油发电机组功率。利用大功率电池组储存电能的特点，在遇到突加载荷时使用电池组供电，而在没有大载荷出现时使用小功率柴油发电机组给电池充电。通过这样的方式，无须再为跨运车配置大功率柴油发电机组，达到降低油耗的目的。

12.3.3　行走系统

1. 大车行走驱动形式

大车行走的驱动形式有以下几种：

(1) 早期的跨运车大车行走驱动形式通常是柴油机直接驱动减速箱，传动轴传递动力到

车轮进行驱动，这样两侧均要布置柴油机。现在这种驱动形式基本已不采用。

(2) 液压马达通过伸缩式万向轴驱动或直接驱动车轮内的轮边减速箱再驱动车轮形式，这种驱动形式约占60%，但液压部件故障率较高，维护保养成本高。

(3) 普通电动机通过伸缩式万向轴、驱动轮边减速箱再驱动车轮形式，维修成本低，不需要经常维护等。

(4) 最新的大车驱动采用圆盘电动机与轮边减速箱连接直接驱动车轮的形式，这种形式结构紧凑，体积小，易于减小底部的尺寸，但圆盘(永磁)电动机造价高，且要配备冷却系统对电动机进行冷却。

大车行走系统根据跨运车的自重及起重量的不同，可分为单侧2个轮胎、3个轮胎及4个轮胎布置形式。传统(堆高层数3层)的堆垛型跨运车行走机构一般采用每个角2个轮胎的形式，轮胎规格一般为16.00-25，穿梭用(堆高1层)的低矮型跨运车一般单边采用2个轮胎或每个角2个轮胎，轮胎规格为18.00-33，中间轮胎规格为16.00-25，视轮胎压力而有所变化。

2. 车轮悬挂系统

跨运车每个轮胎或车架上部会安装有类似弹簧的悬挂系统，其作用是使轮胎始终接触地面以及有避震作用。有了悬挂系统后，轮胎可在垂直方向实现一定高度的伸缩，当跨运车通过高低不平的场地时，可使得每个车轮都着地，而不会对钢结构造成倾斜或扭曲；还可减少跨运车在颠簸路面上行驶的振动；另外，当轮胎意外损坏时，轮胎会随着失压而自动顶出，不至于产生翻车事故，保证跨运车平稳站立。悬挂系统通常采用螺旋弹簧或液压缸来实现，但随着新型材料的不断发展，聚氨酯缓冲垫也在悬挂系统中有所应用。采用螺旋弹簧和聚氨酯缓冲垫作为减震的悬挂装置分别见图12 5和图12 6。

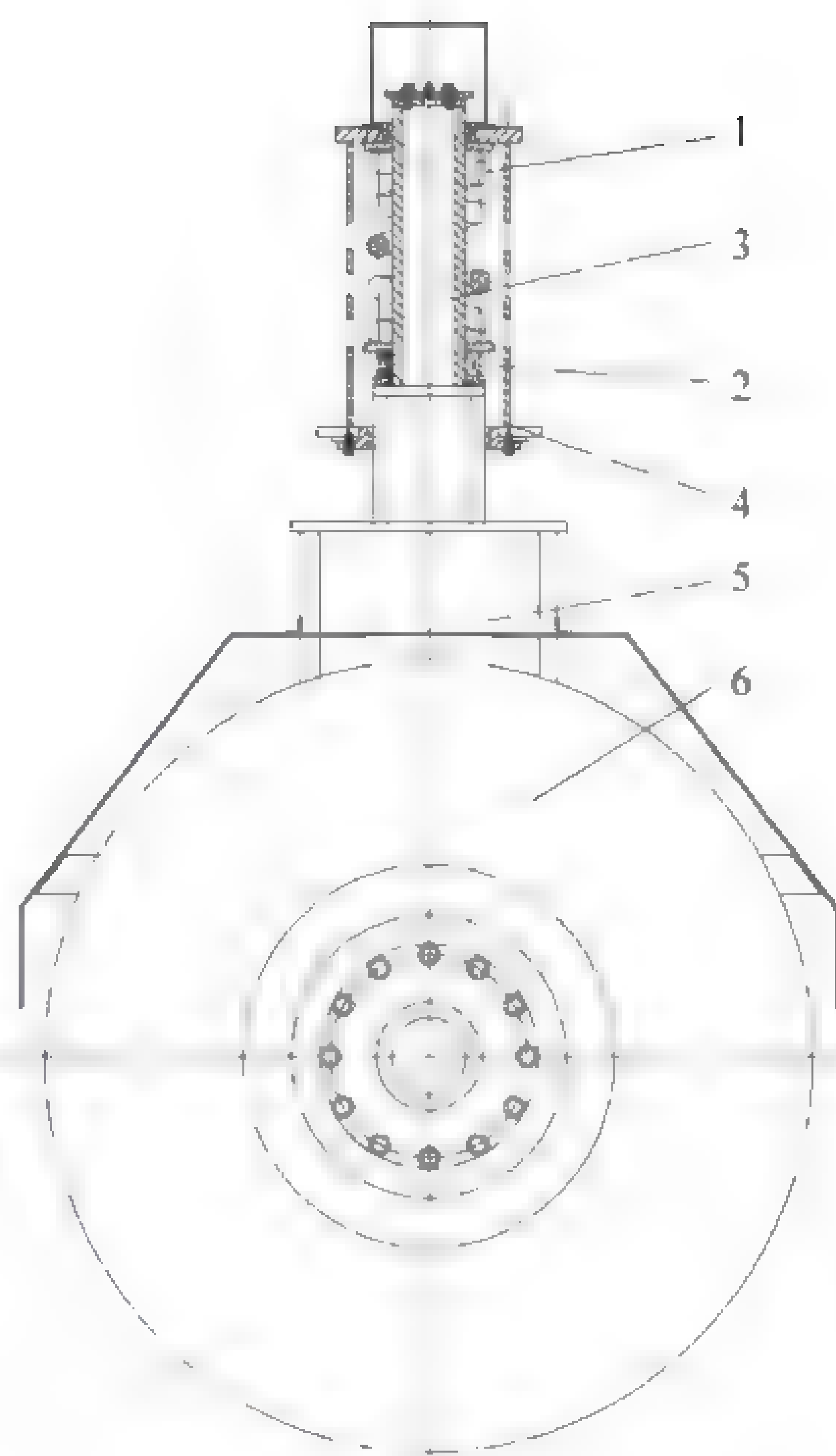


图12-5 螺旋弹簧式悬挂装置
1—螺旋弹簧；2—轴承；3—导杆；
4—底梁；5—车架；6—轮胎

12.3.4 转向系统

跨运车通常为全部行走轮转向，并采用全液压操纵。转向系统由转向液压泵、全液压转向器、流量控制阀、动力液压缸和梯形拉杆机构等组成。

驾驶员在驾驶室内操纵方向盘，转向泵输出的压力油由全液压转向器中的阀套和阀芯作随动配流给位于跨运车车架两侧底梁下方的2个转向液压缸，并通过梯形拉杆机构推动车轮偏转，实现车辆转向。一般跨运车每一侧有1个转向液压缸，Kalmar与Noell制造的跨运车通常是采用这一方式。而Konecranes制造的跨运车通常是单个车轮独立液压缸驱动形式。近期还有一些跨运车通过采用电气控制电液推杆等执行机构来实现转向驱动功能。

梯形拉杆机构由左右两组拉杆和横拉杆组成，保证全部车轮在转弯时能够接近纯滚动，以减少轮胎的磨损。

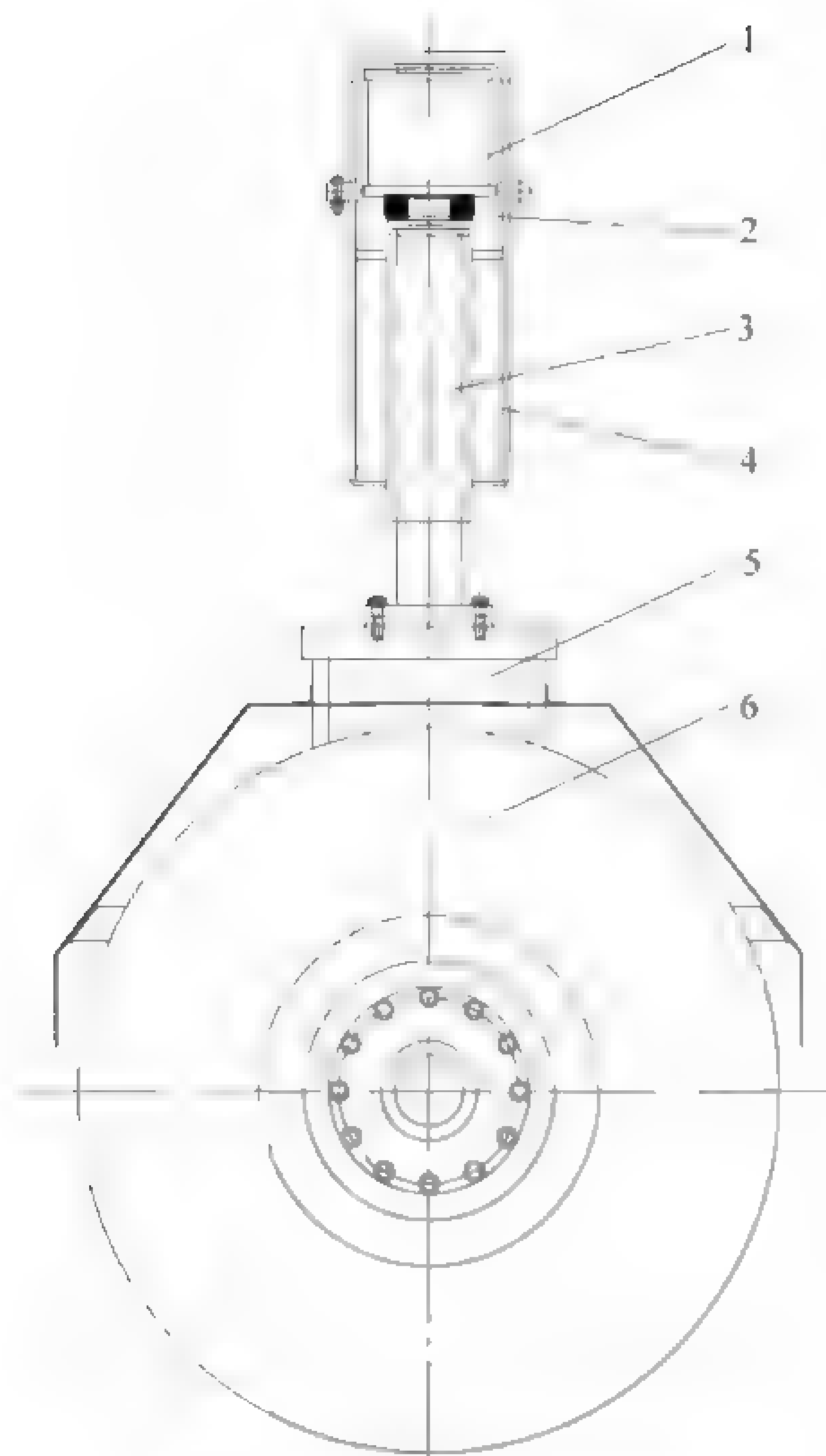


图 12-6　聚氨酯缓冲垫悬挂装置

1—聚氨酯缓冲垫；2—轴承；3—导杆；4—底梁；5—车架；6—轮胎

12.3.5　制动系统

制动系统与一般装卸搬运车辆相同，具有行车制动和驻车制动两套独立的制动装置。

常用的大车行走轮内集成了“行星减速箱＋液压（湿式）制动器”，制动器由多片圆盘组成，由小液压缸推动来挤压各个制动片。可通过驾驶室脚踩刹车力度来控制小液压缸的推力而产生不同的制动扭矩，类似于汽车的制动系统。当跨运车不使用时，此制动器还可作为驻车制动，防止溜车。此类湿式制动器应配备液压油冷却系统，利用液压油来冷却制动片因高速制动而产生的热量，避免烧坏制动片。

另外，一些机型的驻车制动采用单管路气弹簧制动。

12.3.6　升降机构

升降机构是跨运车进行集装箱的吊取、升降和堆码等作业的重要装置。为了适应对箱作业的要求，跨运车所用吊具具有特殊的吊挂装置，可实现平移、（水平）偏转及回中等调整动作。

升降机构通常有液压式和机械式两种形式。液压式升降机构早期应用较普遍，其中一种液压式升降机构由升降液压缸、链条链轮和组合吊具组成，并分为 4 个液压缸或 2 个液压缸驱动两种。升降液压缸安装在车架 4 根立柱内，液压缸的活塞杆固定在车架上，当缸体上下移动时即带动内门架在外门架里上下滑动。缸头上装有滑轮，起升链条的一端固定在车架上，另一端通过 2 个滑轮与吊具相连。当液压缸起升时，吊具以 2 倍速度起升。另一种液压式升降机构采用液压缸作为升降的动力源，由一个大推力的液压缸推动可移动的滑块，滑块上安装有钢丝绳的牵引点，通过钢丝绳的牵引来实现吊具横梁的上下运动。

目前，机械式升降机构应用比较普遍，一般多用在内燃电动驱动的跨运车上。由“电动机＋减速箱＋卷筒”等部件组成电驱动形式，电动机带动卷筒，通过收放卷绕在卷筒上的绳索实现吊具的升降。电动机减速箱驱动升降机构见图 12-7。

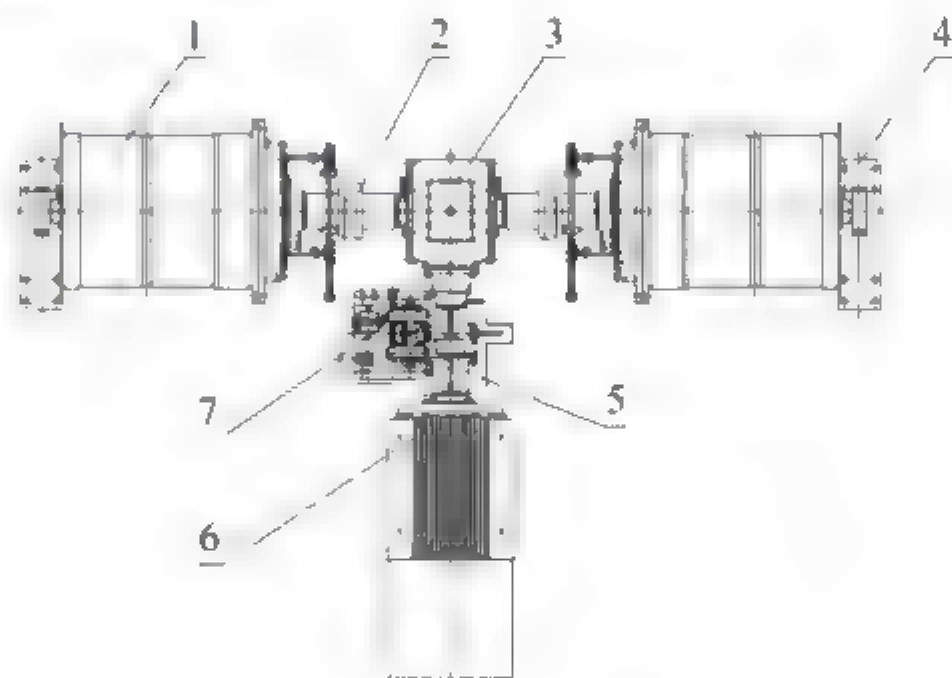


图 12-7　机械式升降机构的布置

1—卷筒；2—低速联轴器；3—减速箱；4—轴承座；5—高速联轴器；6—电动机；7—制动器

12.3.7 吊具和导向装置

1. 吊具

跨运车的吊具主要有两种类型：一种是固定式吊具，另一种是伸缩式吊具。另外，还有一些简易的拉链挂钩吊装集装箱的方式。

固定式吊具一般为组合式，以适应起吊不同规格的集装箱。当起吊 20ft 集装箱时，使用主吊具；起吊 40ft 集装箱时，则将 40ft 辅助吊具悬挂在主吊具下面，两吊具之间的连接采用转锁结构，其与吊具和集装箱的连接方式一样，拆装比较方便。

伸缩式吊具采用单箱梁结构，有利于整机重量的减轻和尽量减少对驾驶员视野的影响。伸缩式吊具(见图 12-8)一般通过液压控制机构来调整伸缩架的长度，通常配备液压伸缩装置，吊具锁头可伸缩范围为 20ft、40ft 或 2×20ft(双箱吊具)。从最新的产品看，自动堆箱系统已在跨运车吊具上得到应用，其原理为在吊具四角及中部配置 6 个激光探头来感应吊具与集装箱的水平投影是否重合，并控制液压缸来调整角度，在顶部平台下方配置第 7 个激光探头来定位此时吊具离地的高度。该系统的使用将大大减少驾驶员对箱的时间和劳动强度，提高效率。

组合式吊具与伸缩式吊具相比，具有自重轻、构造简单、故障少、维修保养方便等优点，特别是由于吊具自重轻，有利于减轻整机自重，提高机动性，因此早期的跨运车多采用组合式吊具。但若跨运车经常在 20ft 和 40ft 集装箱之间交换作业时，配置自动伸缩式吊具更加方便，作业效率更高。

2. 导向装置

跨运车通常配备前后 2 个吊具横梁(见图 12-9)，集装箱吊具再通过卸扣与横梁连接。每根横梁上有供升降机构钢丝绳缠绕的 2 个滑轮，钢丝绳的倍率通常为 2。横梁上安装有液压缸，前后 2 个液压缸同时相向运动，则吊具作平移动作，通常可平移的距离为±350mm；2 个推杆作反向运动时，则吊具作回转动作，通常可回转角度为±6°，平移和回转功能便于对箱。每根横梁两端都有导块及卡(导)槽，嵌合在门柱的钢板上，作为横梁起升下降导向用，以及在跨运车运行时可作为吊具及集装箱的减摇用。

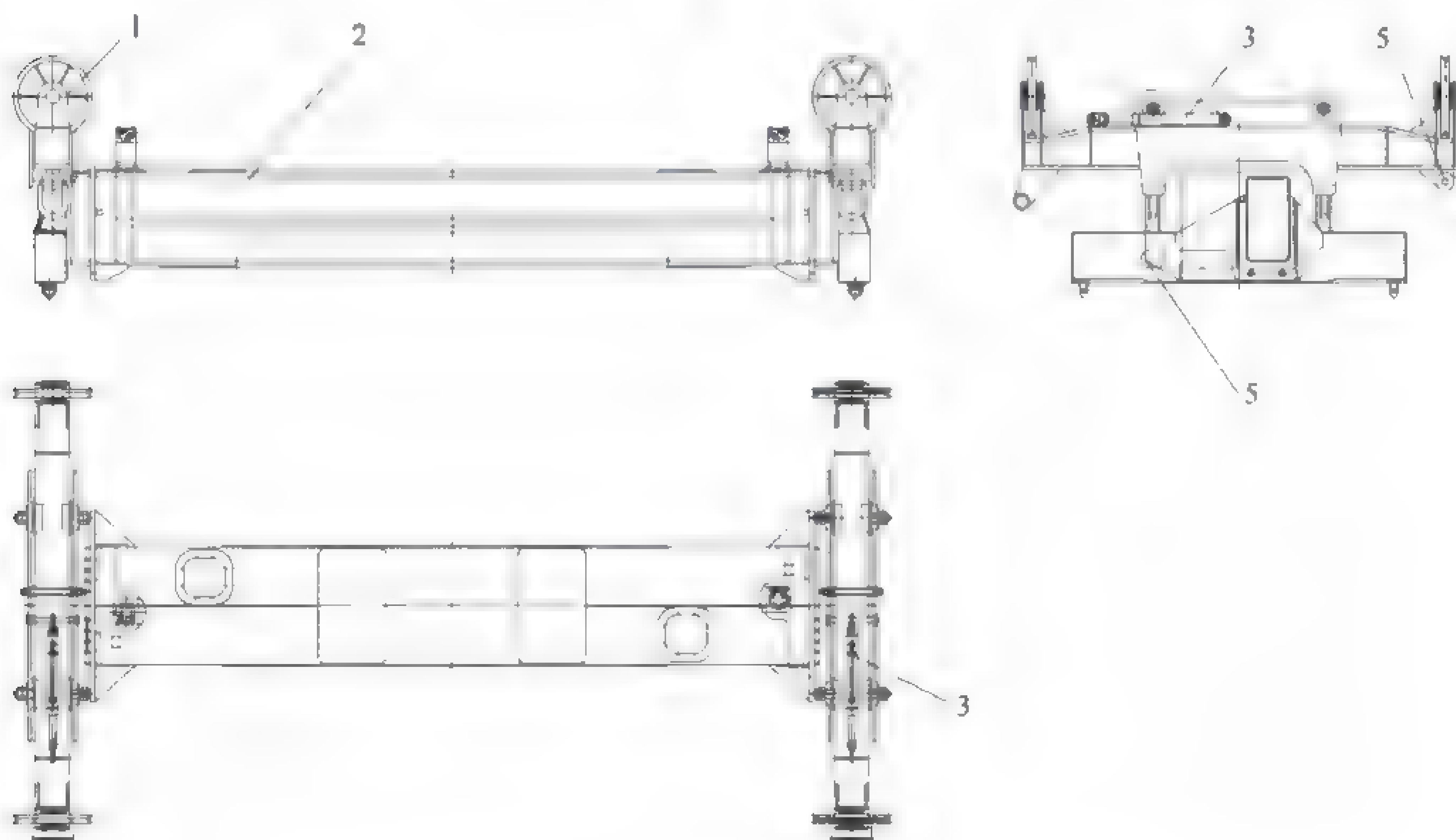


图 12-8 伸缩式吊具的组成

1—滑轮；2—横梁；3—液压推杆；4—导块支座；5—伸缩式吊具

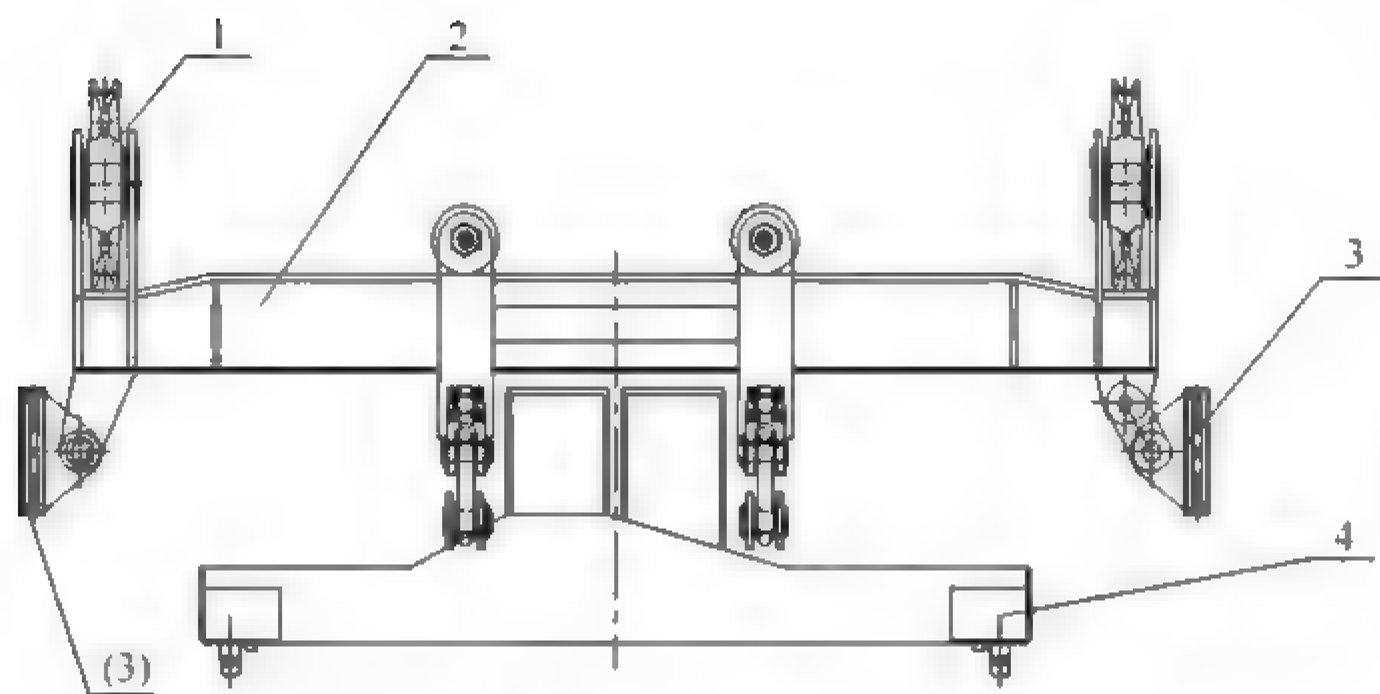


图 12-9　导向装置
1—滑轮；2—横梁；3—导块；4—吊具

12.3.8　驾驶室及操纵系统

由于跨运车车体庞大，要求驾驶室具有良好的视野来保证驾驶员操作的安全。通常驾驶室四周和底部均布置有窗户玻璃，尤其是底部窗户要开阔，要使驾驶员能尽量看到吊具的4个锁头位置，这样有利于驾驶员对箱操作。驾驶室的内饰和视野等要在人性化设计方面做到更好，这样可减轻驾驶员的操作疲劳程度。

驾驶员操纵跨运车如同驾驶汽车，驾驶室内有可供操纵转向的方向盘，右脚边有加速油门踏板和制动踏板，另外还有驻车制动的踏板或手柄。一般驾驶员的座椅正视方向与跨运车的行进方向是垂直的，驾驶员的左侧面则是前进方向，这样安置座椅有利驾驶员对箱作业。驾驶室内还配备起吊或下降、对箱操作等手柄按钮、控制面板及显示屏等操作仪表，另外还有可供驾驶员查看的转速表、冷却液温度计、燃油表、车辆稳定显示器等仪表，还配备供驾驶员操作的柴油机启动/停止按钮、车辆急停等按钮。

12.3.9　液压系统

液压系统通常包括升降、转向、制动和吊具四部分。机械式升降机构无升降液压回路。

1. 升降液压回路

跨运车在吊运集装箱过程中，由于集装箱在装货后其重心位置不可避免地出现一定程度的偏心，从而引起偏载，使每个液压缸的负载有一定的差值。在满载和最大偏载时，保证实现高压大流量的4只液压缸升降同步是至关重要的，否则内、外门架将会被卡死，并破坏升降系统的正常工作。

升降液压回路通常包括液压泵、升降阀、同步分流阀、微调流量同步阀、单向溢流阀组、单向阀、平衡阀、液压缸等。

起升时，液压泵的高压油经升降阀出油口进入同步分流阀后分成4路相等流量，然后又各自分成2个支路，一个支路经液控单向阀进入液压缸上部，推动升降液压缸的缸体起升；另一支路通往微调流量同步阀，保证4只液压缸同步起升。液压缸下部的油便通过平衡阀的单向阀经升降阀油口返回油箱。

下降时，升降阀换向，升降液压泵的油经升降阀油口进入平衡阀后达到液压缸下部，同时提供稳定的油压打开液控的单向阀，让升降液压缸上部的油经同步分流阀、升降阀返回液压缸。下降时，升降液压泵仍然运转。

2. 转向和制动液压回路

转向和制动液压回路与通用的装卸搬运车辆相同，本节不再赘述。

3. 吊具液压回路

跨运车吊具液压回路除了常规的吊具转锁动作外，还包括吊具侧移液压缸左右移动，使吊具侧移或回转。采用液压式升降机构的系统，当吊具起升时，升降液压泵的压力油控制侧移液压缸两端互相连通，吊具就自动浮

动，即在重力作用下自动回到中间位置，以此保证起吊集装箱时吊具总是处于中间位置，便于驾驶员对准集装箱。

12.3.10 电控系统

电控系统是对动力、行走、升降、吊具、转向、制动等执行机构进行控制的系统。电控系统实现的功能通过驾驶室内的操作系统来实现。

电控系统一般都装有可编程序控制器，实现对各个参数和主要功能的监测与控制。一般采用CAN总线技术进行通信，实现控制和通信一体化。

跨运车装有工作照明灯，主要包括前照灯、转向灯、制动灯、吊具工作照明灯等。

12.4 应用范围

跨运车工艺系统在欧洲应用的最为广泛，如法国的勒阿费尔港、德国的汉堡港、荷兰的阿姆斯特丹港、英国的南安普顿港、南非的德班港。日本和比利时的部分集装箱码头、中国的厦门港等应用都比较成功。

1. 集装箱码头的水平运输和堆码

传统的堆垛型跨运车适用于集装箱码头的水平运输和堆码，该系统适用于进口重箱量大、出口重箱量小的集装箱码头。

在集装箱码头上，传统的堆垛型跨运车可以完成以下作业：

(1) 岸桥与前方堆场之间的装卸、搬运和堆垛；

(2) 前方堆场和后方堆场之间的装卸、搬运和堆垛；

(3) 后方堆场与货运站之间的装卸、搬运和堆垛；

(4) 对集装箱拖挂车等底盘车进行换装。

2. 集装箱码头的水平运输

低矮型跨运车仅用于集装箱码头的水平运输和装卸，最多堆1～2层集装箱，也有的不进行堆码操作只对集装箱拖挂车进行装卸。这种运输方式与其他水平运输车辆相比最大的优势是，低矮型跨运车自身具有装卸功能，岸桥和堆场起重机不用等待车辆的到来，而是可以直接放到地面上由低矮型跨运车自己装卸，提高了整个装卸系统的工作效率。

3. 拆装箱库

跨运车可用于拆装箱库，进行集装箱的装卸和一般的堆码工作。可以代替集装箱正面吊或集装箱叉车完成装卸、搬运和堆垛工作。

4. 其他场合

低矮型跨运车的吊具经过适当改装，可用于其他场合，如铁路工程中铺设钢轨、枕木的跨运车等。

12.5 主要技术性能参数及产品选用

12.5.1 主要技术性能参数

1. 额定起重量

额定起重量是指吊具下的额定起吊质量，它代表了整机的吊重能力，其值通常为30.5，35，40.5t等(符合ISO标准规定的相应集装箱的最大质量)，常用的有单箱40.5t或双箱50t。另外在设计跨运车时，应考虑集装箱中货物的偏载，通常可取10%的偏心载荷。

2. 升降速度和行驶速度

跨运车的装卸搬运效率应与岸桥的效率相适应。跨运车的装卸搬运作业循环时间主要由两部分组成：搬运运行时间及装卸堆垛时间。

对于集装箱专用码头，从安全操作角度考虑，跨运车直线行驶的速度一般为10～15km/h，最高速度为25～30km/h。在转弯时必须限速，如超过设定的限速时，驾驶室显示屏会有红色警戒显示并发出报警声。跨运车由于起升高度较低，为减小加减速时的冲击载荷，升降速度不宜取得过大。同时考虑到升降时间只占整个作业循环时间的15%～20%，一般升降速度在20m/min(满载)～30m/min(空载)范围内选取。

3. 起升高度

起升高度为跨运车起升吊箱和搬运的空

间作业能力。起升高度的确定与整个码头的堆存面积、堆存能力和具体作业条件有密切的关系，需要综合考虑。增加起升高度可以提高堆场的单位面积堆存量，缩短搬运距离。但层数增多，找箱和倒箱比较困难，且跨运车高度会增加，重心提高，跨运车行走的稳定性变差。

堆码层数是指整机吊具下最大起升/放置集装箱的层数。目前，跨运车的堆码层数一般为3～4层箱高，也有2层的。如常见的能吊着重箱通过3层箱的跨运车，起升高度通常为吊具底部离地面12m。

4. 宽度尺寸

跨运车的宽度尺寸是指其整机外形最大宽度和跨内最小宽度。由于跨运车是跨越在集装箱行列之上进行行驶作业的，控制其外形宽度和内部净宽尺寸显得尤为重要，其宽度尺寸将影响到集装箱货场的总体布置的堆码间距、跨运车底部的宽度、堆场利用率和装卸安全等。各列集装箱之间的间距越小，货场上可堆放的集装箱数量就越多；而跨运车内净宽尺寸太过狭小，则会影响跨运车在集装箱或底盘车上的安全通过。下式给出了各列集装箱的间距与跨运车宽度尺寸（外形和内部宽度）之间的合理关系（见图12-10和图12-11）：

$$B_i - B_c \leqslant B_c + 2S_c - B_e \quad 或 \quad Y \leqslant X \tag{12-1}$$

式中：S_c——集装箱堆列之间的距离，m；

B_i——跨运车的内部宽度，m；

B_e——跨运车的外形宽度，m；

B_c——集装箱的宽度，m。

通常 S_c 的值可取1.4m，Y（或 X）取值则约为0.5m。通常外形宽度尺寸 B_e 控制在5m以内，内部宽度尺寸 B_i 控制在3.5m以内，这样驾驶员就可以在不碰到内外侧各列集装箱情况下顺利通行。

5. 转弯半径

转弯半径是衡量跨运车转向性能和通过性的一个重要指标，转向性能本身也能反映出跨运车的灵活机动性。跨运车的外廓最小转弯半径是指跨运车搬运集装箱，在平坦的硬路面上，转向轮转至极限位置并以最低行驶速度作转弯运动时，其瞬时转弯中心与外轮廓（包括吊箱）最远点的距离。跨运车搬运40ft集装箱的外廓最小转弯半径比搬运20ft集装箱的外廓最小转弯半径要大。通常外廓最小转弯半径约为10m，内侧约为4m。转弯半径的大小关系到码头堆场面积的合理使用，转弯半径越小，所占的通道面积就越小，堆场利用率就越高。

此外，跨运车在港口和中转站的集装箱堆场作业中，有时还要考虑其最小直角转弯通道的宽度等情况。

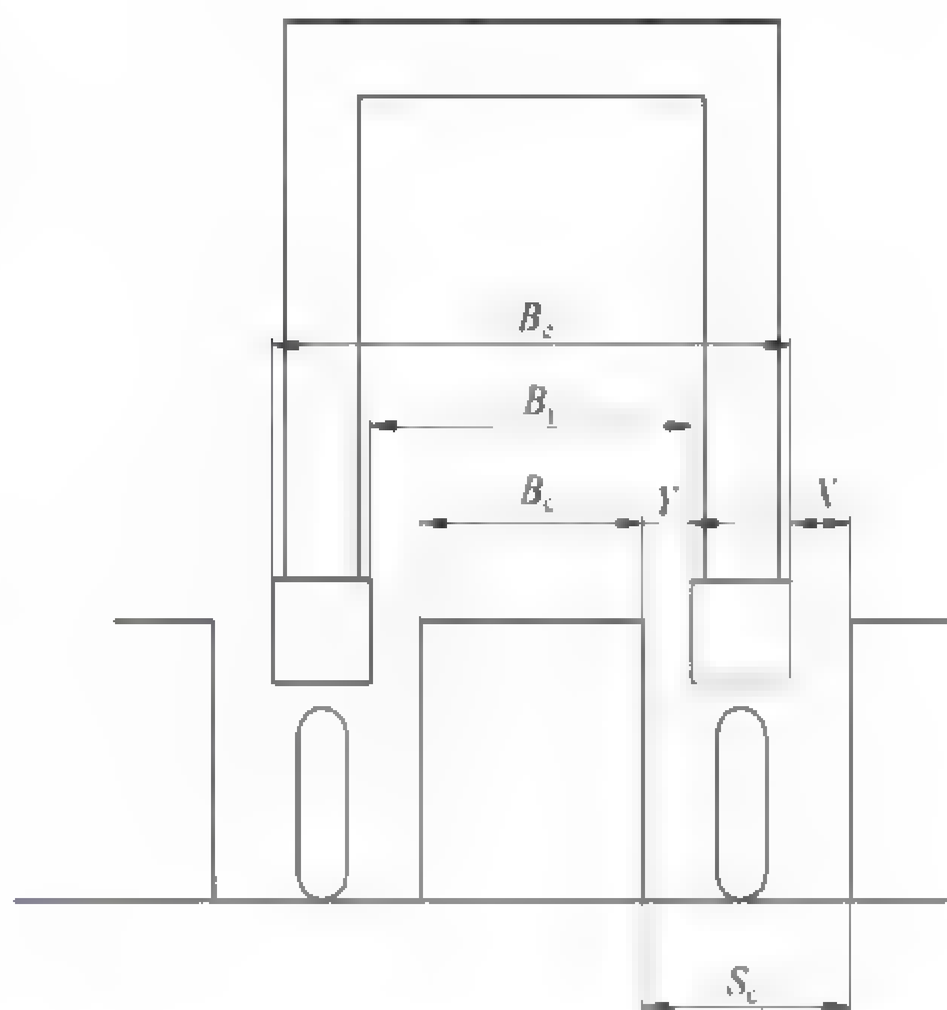


图12-10 集装箱间距和跨运车宽度之间的关系

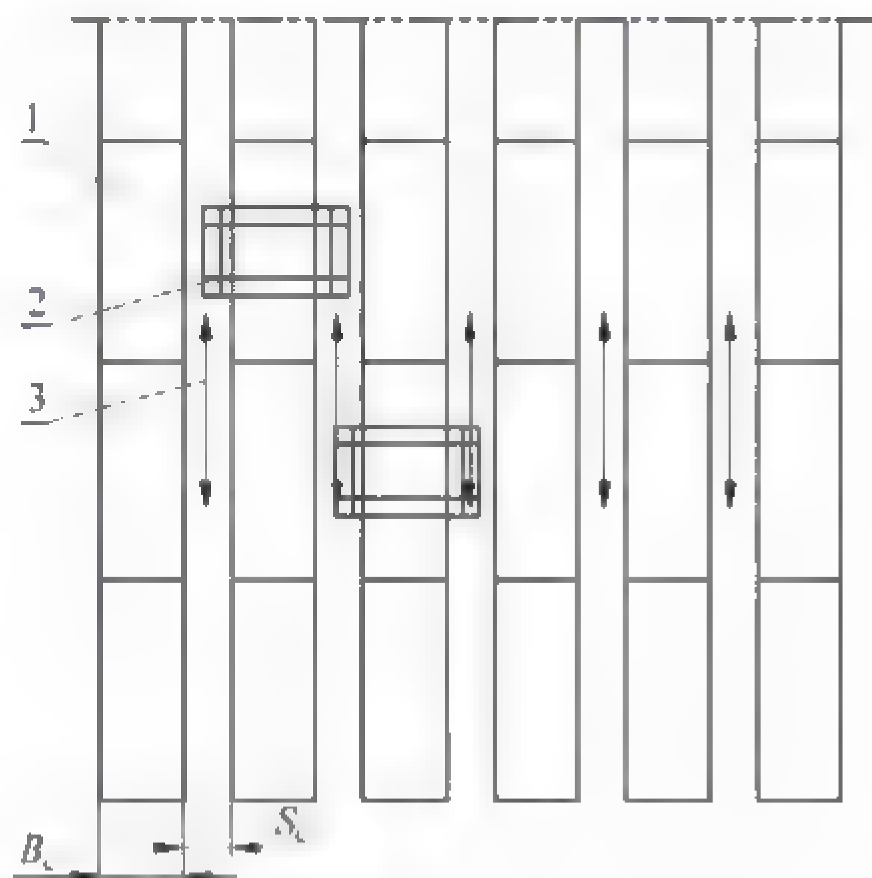


图12-11 跨运车工艺方式的平面布置

1—集装箱；2—跨运车；3—跨运车行走通道

6. 生产率

跨运车的生产率是指其整机在一定工艺(或规定的作业循环)条件下，单位时间内所能完成的装卸搬运箱量。

跨运车的装卸搬运作业循环时间主要包括装卸堆码时间和搬运行驶时间两部分。跨运车的生产率是一个反映整机作业能力的综合参数，和装卸搬运工艺、驾驶员的操作技术水平和熟练程度等密切相关。

据测算，将用于水平运输的集装箱拖挂车与低矮型跨运车进行比较发现，对于岸桥 30 箱/h 的装卸效率，跨运车与集装箱拖挂车的作业效率分别为 10 箱/h 和 5 箱/h。因此使用跨运车更能提高码头的效率。

12.5.2 选型注意事项

1. 专用性和通用性

跨运车根据所能吊运集装箱的类型分为专用型和通用型两种。专用型 20ft 型跨运车只能装卸 20ft 型的集装箱，40ft 型的跨运车只能装卸 40ft 型的集装箱。而通用型跨运车既能装卸 20ft 型的又能装卸 40ft 型的集装箱。

一般集装箱码头所装卸的集装箱既有 20ft 型的、也有 40ft 型的，用户应根据各种型号集装箱的比例和经济能力综合考虑选用专用型还是通用型跨运车。如采用专用型跨运车，配机台数要比通用型多一些，而通用型跨运车造价比专用型高。一般 1 台岸桥可配备 2～4 台跨运车。

目前各制造厂商提供的跨运车一般为通用型，均配有 20ft 和 40ft 自动伸缩吊具，能装卸 20ft、40ft 集装箱。

2. 视野范围要求

跨运车的视野是制约跨运车应用的一个重要因素。与一般装卸搬运车辆相比，其驾驶员操作视野的正视方向与跨运车的行进方向相垂直，驾驶员要习惯坐姿与行驶方向不一致问题，同时作业视野也存在一定的“盲区”。选型时应注意：

(1) 在搬运过程中，驾驶员要能看到跨运车行进方向的前方和后方、前车轮的外侧和驾驶室对面的车体外侧(见图 12-12)。

(2) 在通过集装箱通道时，驾驶员要能看到车体和集装箱之间的空隙，以及集装箱通道的前方和后方。

(3) 堆场作业时，驾驶员要能看到集装箱上的箱号、所装卸集装箱的位置线和集装箱吊具的转锁位置。



图 12-12 驾驶室的视野图

3. 选型对工作级别和寿命的要求

选型时要注意工作级别和寿命的要求，典型跨运车的结构和机构的工作级别和寿命如下：

(1) 结构：使用等级为 U_6，载荷状态 Q2，工作级别 A6。

(2) 起升机构：使用等级为 T_6，载荷状态 L2，工作级别 A6。

(3) 大车运行：使用等级为 T_6，载荷状态 L2，工作级别 A6。

(4) 最小设计寿命为 12500h。

12.5.3 典型产品技术参数性能

国内外产品供货商典型产品技术参数及性能见表 12-1。表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

12.6 技术标准与规范

目前跨运车的设计、制造和验收还没有专门的标准和规范，表 12-2 给出了一些与跨运车相关的工业车辆和流动式起重机的标准和规

范。应该注意，由于这些规范并不针对跨运车并且大多为推荐性规范，使用时只能由专业工程师选择性地参考使用，不必过于拘泥某些具体的条文。另外，在国内跨运车须先取得特种设备检验所颁发的《型式试验合格证》后，再获得国家质检总局颁发的《制造许可证》后方可制造销售。

表 12-1 典型集装箱跨运车主要技术参数

主要参数 \ 厂商		Kalmar-1	Kalmar-2	Terex-Noell	Konecrane	水科院	ZPMC	苏州大方
类型		低矮型	堆垛型	堆垛型	堆垛型	低矮型	低矮型	堆垛型
额定起重量/t		40	50	50	40	35	50	40
装卸的集装箱高度		9ft 6in	9ft 6in	9ft 6in	9ft 6in	9ft 6in	9ft 6in	9ft 6in
堆码集装箱层数		2	3	3	4	1	2	3
最大起升高度/mm		6300	9200	9100	12000	4700	6300	9100
行驶速度/(km/h)	空载	30	30	30	24	15	32	16
	满载	18	30	30	24	10	26	12
起升速度/(m/min)	空载	20	30	24	24	20	30	20
	满载	10	15	20	20	10	20	10
下降速度/(m/min)	空载	18	18	24	22	20	30	20
	满载	18	15	20	18	10	20	10
吊具侧移量/mm		200	350	300	280	300	350	N/A
最小转弯半径/m		4.55	3.63	3.25	3.7	11	4.4	8.6
外形尺寸/mm	长	9200	9200	10300	10300	8000	11500	9700
	宽(外侧)	5100	5000	4980	4940	5400	5000	5100
	宽(内侧)	3500	3500	3470	3500	3600	3400	3500
	高	10030	13080	12500	15450	8700	10000	13400
轮压/kN		138	143	139	147	150	180	113
发动机功率/kW		272	318	354	330	100	320(80kW+锂电池)	145
轮胎	数量	6	8	8	8	4	6	8
	规格	18.00-33	16.00-25	16.00-25	16.00-25	16.00-25	18.00-33	16.00-25

注：N/A 表示未能找到相关数据。

表 12-2 跨运车设计、验收参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 3811.1—1999	《固定平台搬运车 基本参数》
2	JB/T 3811.2—1999	《固定平台搬运车 技术条件》
3	GB/T 26560—2011	《机动工业车辆 安全标志和危险图示 通则》

12.7 技术发展趋势

1. 低矮型跨运车的高度智能化

随着世界集装箱运输量的不断增长，码头前沿的岸桥装卸效率在不断提高，堆场自动化装卸的工作效率也随之增高，衔接前沿与堆场间的区域成了一个技术瓶颈。随着自动化技术的推广和环保理念的不断深入，代表集装箱物流技术发展新阶段的自动化堆场技术在全

世界各大港口得到普遍认同。目前世界各地都在兴起自动化码头的建设，在解决这个瓶颈的方案上主要有自动导引车和低矮型跨运车两种。其中，穿梭式的低矮型跨运车以其灵活性高、装卸效率高、一机多用（装卸及短距离运输）等优势逐步开始受到各个码头的关注。采用差分全球定位系统（differential global position system，DGPS）进行导引的全自动跨运车，导引精度已达到±15mm。目前，澳大利亚布里斯班（见图12-13）等集装箱码头已采用了自动导航的低矮型跨运车进行岸桥与堆场间的集装箱水平运输。

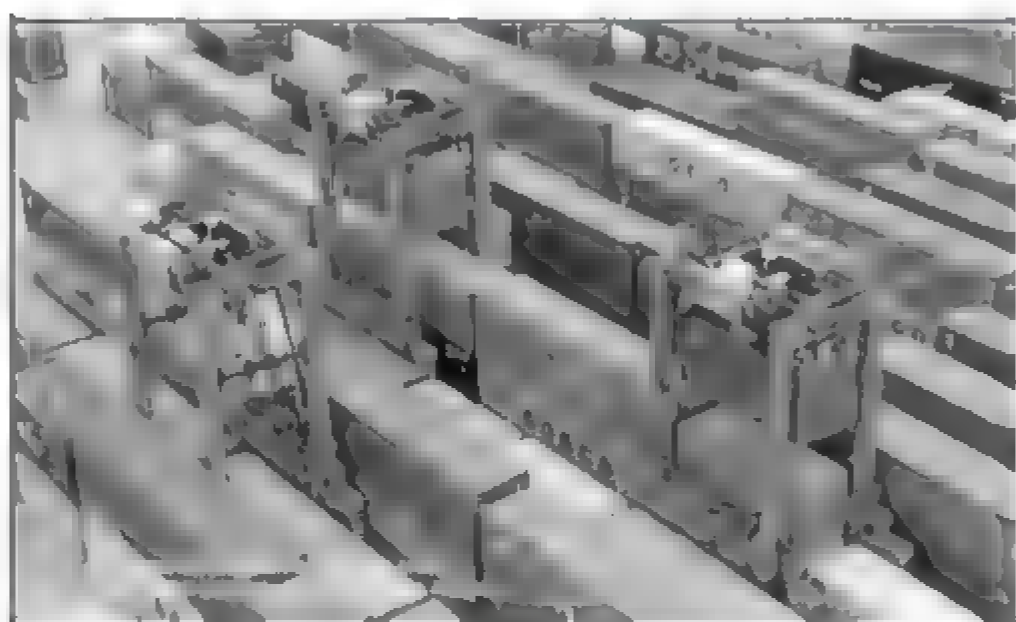


图12-13　自动化跨运车在带箱作业

2. 节能环保

跨运车的另一个发展趋势是采用混合动力系统，用小功率的柴油机配备可充放电的锂电池系统作为跨运车的动力源，从最初功率为300 kW的柴油机改变到只用80 kW级的柴油机，大大地节省了对柴油的能源消耗，减少了排放。部分厂家跨运车上应用了ECO节能系统，其原理是根据起重机驱动系统的实际功率需求，通过对柴油机速度进行优化控制，使柴油机输出功率满足起重机驱动系统的最小功率需求，且在起升机构、大车行走机构停止运行时，使柴油机运行在低怠速状态，避免了柴油机在空载情况下高怠速运转消耗不必要的燃油，达到柴油机速度和载荷的最佳匹配，从而实现节能的目的。在未来，电气化的跨运车将改变设备操作的方式，会有更大的动能回收率，可将提升负载时制动的能量存储为动能，并以不同的方式使其变得可用，获得更高的燃油节省率。

3. 跨运车-龙门吊混合系统

从经济性和装卸性能的观点来看，目前世界上有些港口采用了混合装卸系统，即跨运车-龙门吊混合系统，其主要特点为：

(1) 船边的装卸由岸桥承担；

(2) 进口集装箱的水平运输、堆码和交货装车由跨运车负责完成；

(3) 出口箱的货场与码头前沿之间的水平运输由集装箱拖挂车完成，货场的装卸和堆码由轨道式龙门吊完成。

由于混合装卸系统能充分发挥各种机械的特点，扬长避短，更加趋于合理和完善，目前世界上已有不少码头采用了这种方案。

4. 起重量和起升高度的大型化

20世纪80年代生产的跨运车的起重量一般为30～35t。近几年生产的跨运车中起重量为40t的占绝大多数，有的甚至达到50t，可同时起吊2个20ft集装箱。为了满足集装箱运输的快速发展，未来将会有更大起重量和起升高度的跨运车问世。

第13章

集装箱自动导引车

13.1 概述

13.1.1 功能与特点

集装箱自动导引车(automated guided vehicle，AGV)是目前自动化集装箱码头岸边集装箱起重机(简称岸桥)到堆场之间最常用的水平运输设备之一。图13-1所示为国内厂商上海振华重工(集团)股份有限公司(ZPMC)设计生产的AGV及AGV伴侣。AGV自身带有车载传感器，可以精确确定自身位置、运行速度等信息，并具有一定的障碍物识别能力，在导航系统和车辆管理系统的指挥下实现全自动无人驾驶。与传统的人工驾驶集装箱拖挂车相比，AGV的优点有：降低劳动力成本和一些基础设备费用；可24h不间断运转，提高设备的利用率；减少人员意外事故造成的损失费用。AGV的缺点主要是购置车辆和软件系统的初始投资偏高。

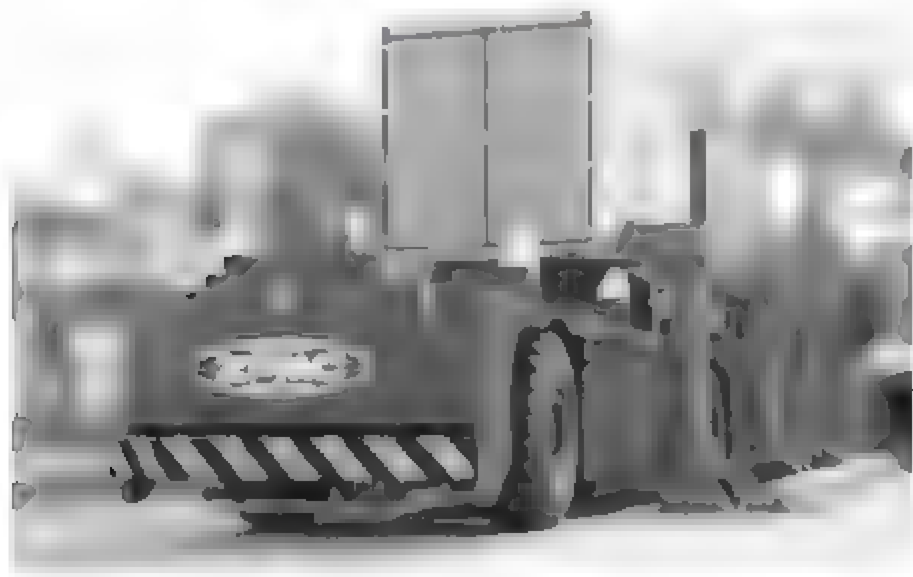


图13-1 ZPMC的AGV及AGV伴侣

13.1.2 国内外发展现状

AGV产品和技术是随着20世纪90年代自动化集装箱码头的兴起而发展起来的，国内外主要生产厂家及产品技术特点介绍如下。

国内ZPMC早在2002年初就开始了AGV的研发，2002年底研制出了基于“柴油发电机组＋超级电容”的第一代混合动力型样机，是世界上第一台混合动力AGV，比常规的内燃机驱动要节能环保。2009年10月推出了基于“柴油发电机组＋锂电池”的第二代混合动力型AGV和AGV伴侣样机，AGV伴侣把AGV从它与后方堆场轨道式集装箱门式起重机(简称轨道吊)之间的等待中解放出来。2010年底又推出自主知识产权的升降AGV。2011年11月向新加坡PSA交付了2台混合动力型AGV产品，用作其自动化码头方案试验。2012年3月与厦门港签订了全自动化码头合同，其中包括18台全电动(锂电池)AGV和AGV伴侣，采用了自主知识产权的机会充电技术，具有产品价格和维护成本低等优点，已于2014年底投入使用。

交通运输部水运科学研究院(水科院)依托交通运输行业重点实验室于2007年开始进行AGV的研发工作，成功研制了具有自主知识产权的AGV产品。整车采用柴油发电机组电力驱动技术，实现变频调速控制，有效节约

能源。首创采用GPS及辅助导航技术，提高了运行路径的灵活性和运输效率，极大地降低了码头改造和建设成本。

德国高华是最早生产AGV的几家公司之一，也是目前全世界供应AGV数量最多的厂家。该公司早在1993年就向荷兰ECT Delta码头提供了采用柴油机-液压驱动的AGV。2006年前后向汉堡CTA及荷兰Euromax提供了采用柴油发电机-电力驱动的AGV。2008年开发了升降AGV，可有效减少AGV与轨道吊之间的等待。2009年开发了铅酸电池全电动AGV，采用自动更换电池组的充电方式。

荷兰VDL在2012年获得了荷兰ECT Delta码头两批共"22+63"台混合动力的AGV订单；日本Toyota在2009年2月向名古屋码头提供了包括33台AGV在内的自动化码头系统，是亚洲第一个采用AGV的自动化码头；芬兰Kalmar与新加坡STK合作在2011年11月向新加坡PSA提供了2台混合动力型的AGV产品；法国Gaussin的集装箱自动导引车自称自动智能车(automotive intelligent vehicle, AIV)，产品设计形式新颖，模块化程度高，很多零部件可与其集卡拖挂车共享；瑞士Numexia和TTS合作开发了全电动非接触式充电的C-AGV，C-AGV与车载集装箱存放架配合一次可运载上下双层2个40ft集装箱。

13.2 主要结构形式

13.2.1 承载形式

《系列1集装箱 分类、尺寸和额定质量》(GB/T 1413—2008)规定的集装箱底部受力区域如图13-2所示，理论上集装箱底部角件、两端端横梁、中间设置的各个横梁均可以单独承受集装箱载荷，因此典型的承载形式有以下两种：

1. 集装箱底部角件支承(见图13-3(a))

集装箱通过船舶运输时，上下集装箱之间用扭锁连接固定，到达码头后，在船上由人工用叉钩打开扭锁，岸桥从船上卸下集装箱时，一般集装箱下面的4个角上连着扭锁。在这种

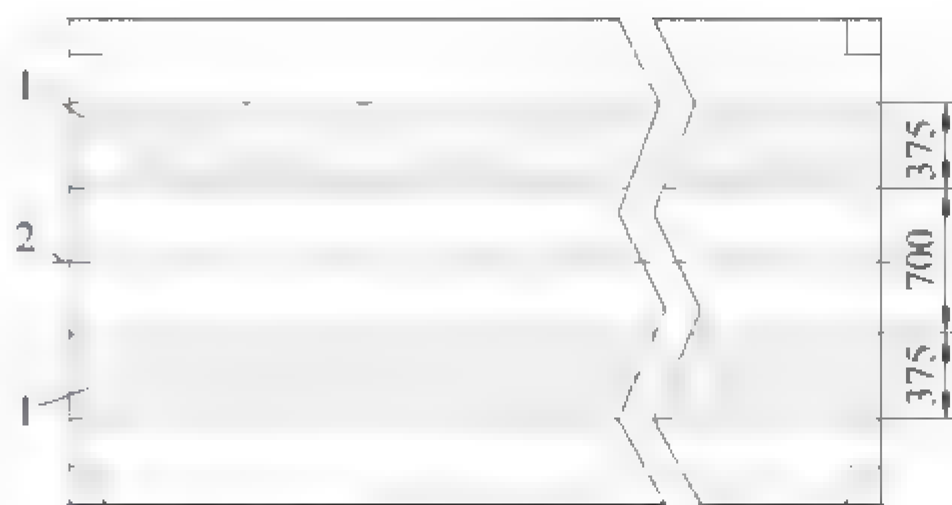
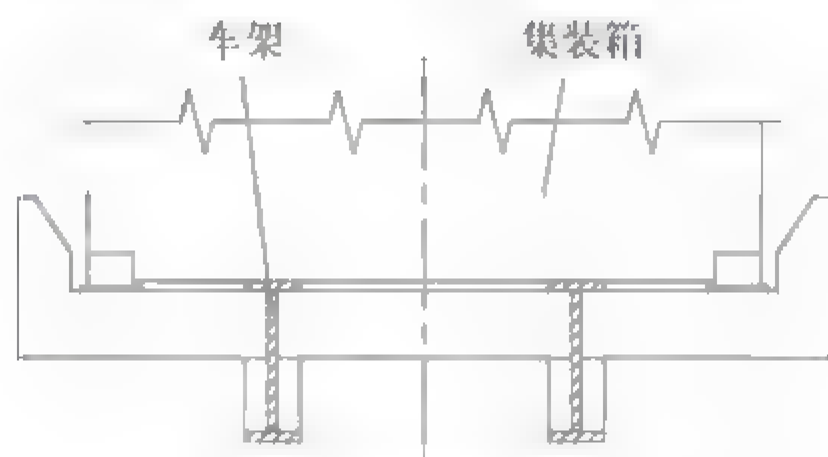


图13-2 集装箱底部载荷传递区
1—载荷传递带的位置；2—集装箱中心线

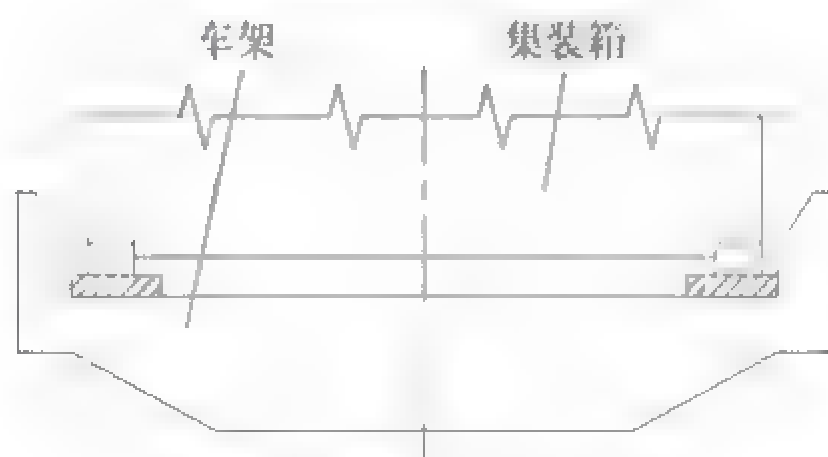
方式下，必须注意应先将扭锁拆下后方可将集装箱放下，因此对于自动化码头的岸桥最好带有扭锁拆卸平台。

2. 两端端横梁或中间横梁支承(见图13-3(b))

这种方式与码头内场集装箱拖挂车的承载方式基本相同，优点是如果需要可将集装箱角件下方的区域空出来，这样扭锁可在集装箱着箱后再拆去，适合人员在地面拆卸扭锁或在角件位置安装扭锁自动拆卸装置，这时岸桥虽不必有扭锁拆卸平台却不利于自动化。



(a) 集装箱底部角件支承



(b) 两端端横梁或中间横梁支承

图13-3 集装箱与AGV间的承载形式

13.2.2 行走机构传动方式

1. 液压传动方式(见图13-4(a))

在液压传动方式下，行走轮胎的轮辋1直

接安装在减速机2箱体上，液压马达3与减速机连接后驱动车轮，这时车辆的悬挂缓冲元件、转向驱动往往是液压缸。该方式简单紧凑，对降低整车重量很有利，目前广泛应用在工作频率不高的液压平板车中，也曾在早期的AGV产品中使用，但目前较少采用。

2. 机械传动方式(见图13-4(b))

采用机械传动的AGV行走机构传动方式为：电动机6通过联轴节7、驱动桥8等机械元件驱使车轮运转。机械传动方式在工程车辆上广泛使用且非常成熟。

13.2.3 货物装卸方式

1. "升降AGV＋车载存放架"方式(见图13-5(a))

该方式由Numexia公司首次运用在AGV上，这种AGV必须可以升降才能装卸车载存放架2。其优点为：

(1) 可以装载双层2个40ft或单层2个20ft集装箱；

(2) 如果预先将该存放架放置在岸桥或轨道吊下，起重机可不必等待AGV直接将集装箱放置在存放架上，同样AGV到达目的地后也可以直接将集装箱和存放架一起放下或取走，有效解决了起重机与AGV的等待。

但这种方式的缺点也显而易见：

(1) 存放架给AGV带来额外的负荷；

(2) 如果存放架不随AGV一起带走，则AGV卸载后必须带走其他空架子并送到目的地，这样对调度是巨大的挑战。

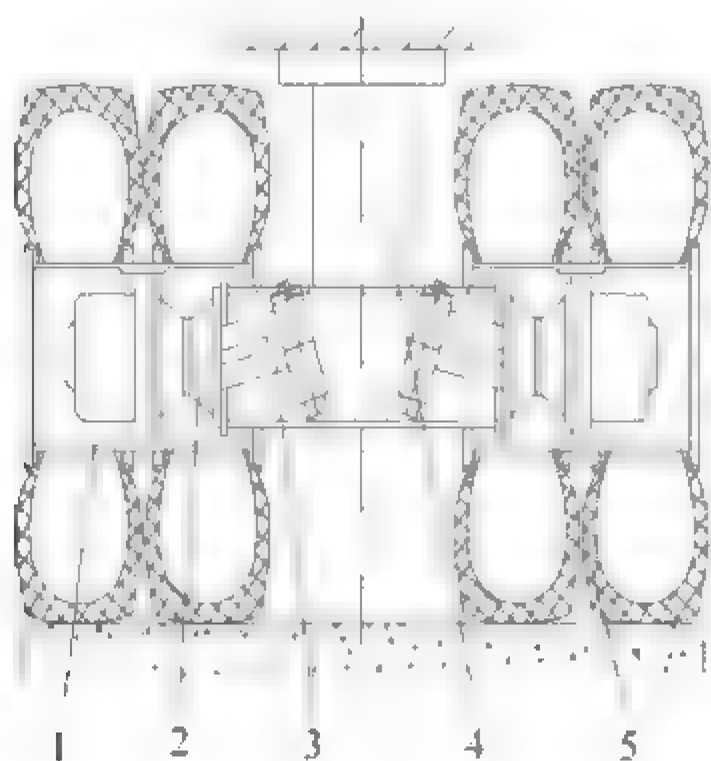
这种方式目前尚未见商业化运作的案例报道。

2. "升降AGV＋固定存放架"方式(见图13-5(b))

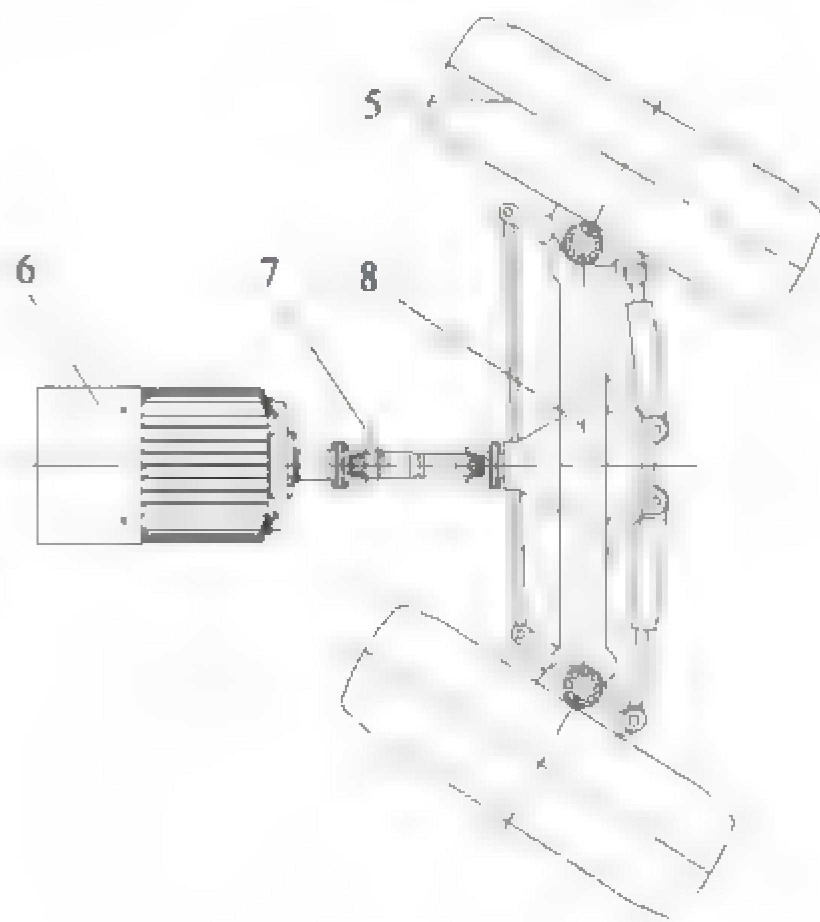
该方式由高华提出，升降AGV带有可升降的平台，轨道吊下方带有集装箱固定存放架5。该方式的优点是解决了AGV和轨道吊之间的相互等待，而不足则是自重显著增加，并且难以安装在岸桥下方。

3. "AGV＋带装卸功能的固定存放架"方式(见图13-5(c))

该方式由ZPMC提出，带装卸功能的固定存放架即AGV伴侣6实际上是一套带有升降和张开功能的托架，作用是装卸AGV上的集装箱。该方式的优点是解决了AGV与轨道吊之间的相互等待问题，并且AGV不必附带沉重的顶升装置，但不足之处是难以安装在岸桥下方。



(a) 液压传动方式



(b) 机械传动方式

图13-4　行走机构传动形式

1—车轮轮辋；2—减速机；3—液压马达；4—悬架；5—轮胎；6—电动机；7—联轴节；8—驱动桥

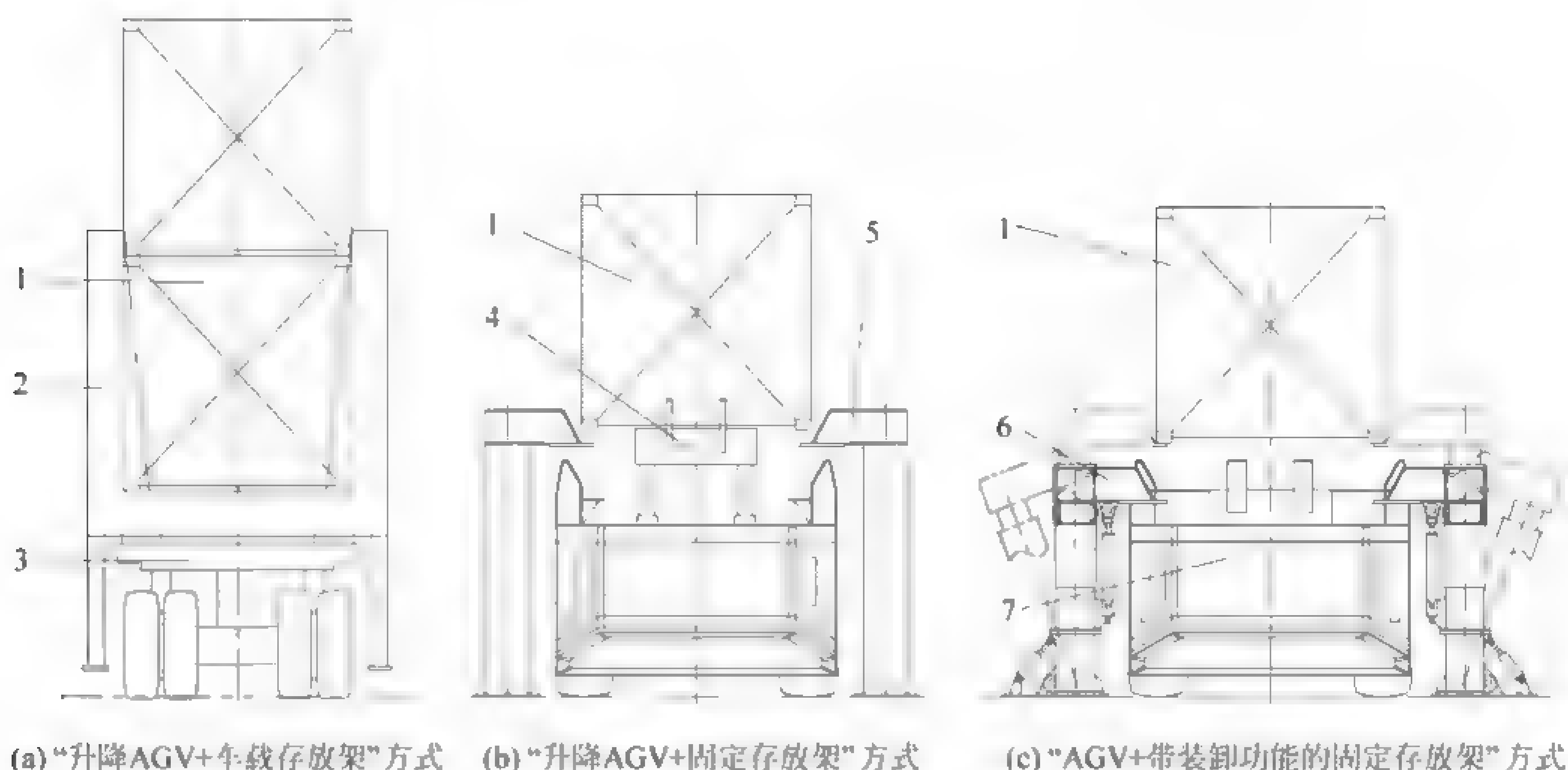


图 13-5 AGV 货物装卸方式

1—集装箱；2—车载存放架；3—升降 AGV(带车载存放架)；
4—升降 AGV；5—固定存放架；6—AGV 伴侣；7—AGV

13.3 主要零部件

13.3.1 动力系统

目前 AGV 动力系统有三种常用形式：柴油发电机、混合动力、全电动。

采用柴油发电机的 AGV 一般配备变速柴油机以尽量节能，另外液压泵通常会直接与柴油机输出轴连接。这种形式的优点是初始成本低、使用可靠，但缺点是油耗大、污染严重。

混合动力 AGV 多采用"蓄电池(或超级电容)＋小功率柴油发电机组"。蓄电池可以在加减速时辅助发电机补充电能，同时又可在车辆减速时收集电机能耗制动时产生的电能，因此可显著降低柴油机的功率，消除启动时柴油机冒黑烟，降低柴油机噪声，降低油耗，节省能源。混合动力是迈向全电动的一种过渡形式。

全电动 AGV 有锂电池和铅酸电池两种常用方式。锂电池具有重量轻、寿命长的优点，但缺点是价格昂贵。铅酸电池的优点是价格便宜，缺点是能量密度低，相同容量下重量约为锂电池的 3 倍，某国外主流厂家的全电动 AGV 的电池重量高达近 12t，另外铅酸电池寿命也比锂电池短很多。

13.3.2 传动系统

AGV 通常是四轮驱动，前后驱动桥独立并对称布置(图 13-4(b)中只表示了一端的驱动桥)，另外前后车轮均可独立转向并依靠变频调速来保持同步。这种驱动方式下往往可以实现一些常规车辆不具备的动作(如斜行)，方便车辆在码头有限的空间下快速到达目标位置。

13.3.3 制动、转向及液压系统

在正常运行过程中，车辆的制动是由电机的能耗制动来实现的，由于采用了变频调速技术，制动非常平顺。在驱动桥的内部集成了一套常闭机械制动器，其开闭由液压驱动，需要时可以通过液压系统控制制动力矩大小以充当行车制动器，但在电机驱动的方式下几乎没有意义，因而主要还是充当紧急制动和驻车制动器。

AGV 的转向机构一般集成在驱动桥上(故也称驱动桥为转向驱动桥)。转向系统不

像人工驾驶车辆那样需要操纵机构，一般由液压缸直接驱动车桥中的转向机构实现车轮转向。但AGV对转向精度要求较高，一般误差需控制在±0.3°内，因此液压系统中通常采用比例阀来实现精确控制。

液压系统是为了驱动和控制转向及制动机构而配置的。液压系统的动力形式主要有两种，一种是液压泵直接与柴油机相连，直接获取动力；另一种是液压泵由独立的电机驱动，由柴油发电机组或电池组为电机供电。

13.3.4 悬架

集装箱AGV主要运行在集装箱码头，路面情况良好，因此一般采用非独立悬架。图13-6所示为AGV典型的悬架组成示意图，弹性减振元件1传递着车辆垂直方向的作用力（如自重、载荷重量），并具有吸收振动的功能，纵向推力杆3则传递了车辆纵向作用力（如驱动力、制动力），横向推力杆2则传递了车辆侧向作用力（如转向、横移等动作时的侧向惯性力）。横向、纵向推力杆必须既能传递车辆载荷，又不能限制弹性元件的运动，两者还可以设计成一体。

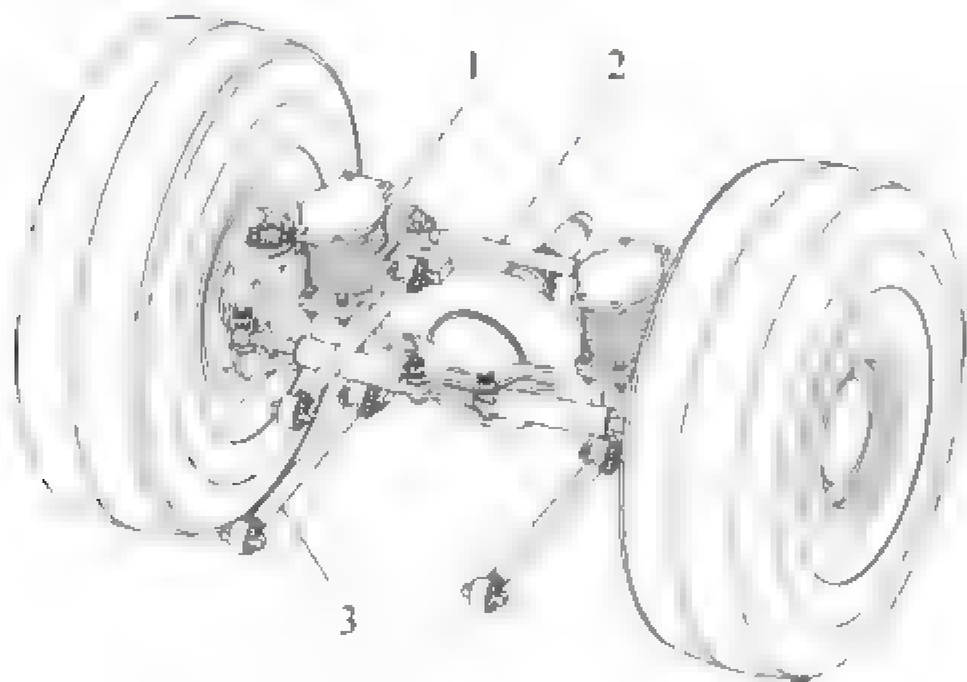


图13-6　AGV典型悬架组成
1—弹性减振元件；2—横向推力杆；3—纵向推力杆

13.3.5 车架

常见的AGV车架有两种形式：边梁式和中梁式。

图13-7(a)所示为边梁式车架，与集装箱拖挂车相似，其边梁断面形状一般为槽形或工字形。这种形式的边梁非常适合直接承受来自集装箱两端横梁或中间横梁上的载荷。其优点为车体两个边梁中间形成了一个宽敞的通道，便于人员进入车体内部进行检修；缺点为两边梁间距不可太宽，否则会影响车辆轮胎的转向空间，另外边梁外侧的空间相对小，柴油发电机组等装备体积不可过大。

图13-7(b)所示为中梁式车架，中梁断面形状一般为箱形。这种形式的中梁不太适合直接承受来自集装箱两端横梁或中间横梁上的载荷，通过挑出翼形支架后承担集装箱角件受力。这种形式的优点是车辆轮胎的转向空间充足，中梁两侧的空间宽敞方便布置柴油发电机组等设备，但缺点是车辆内部的维修空间被中梁分割了，通道比较狭窄，人员难以进入。

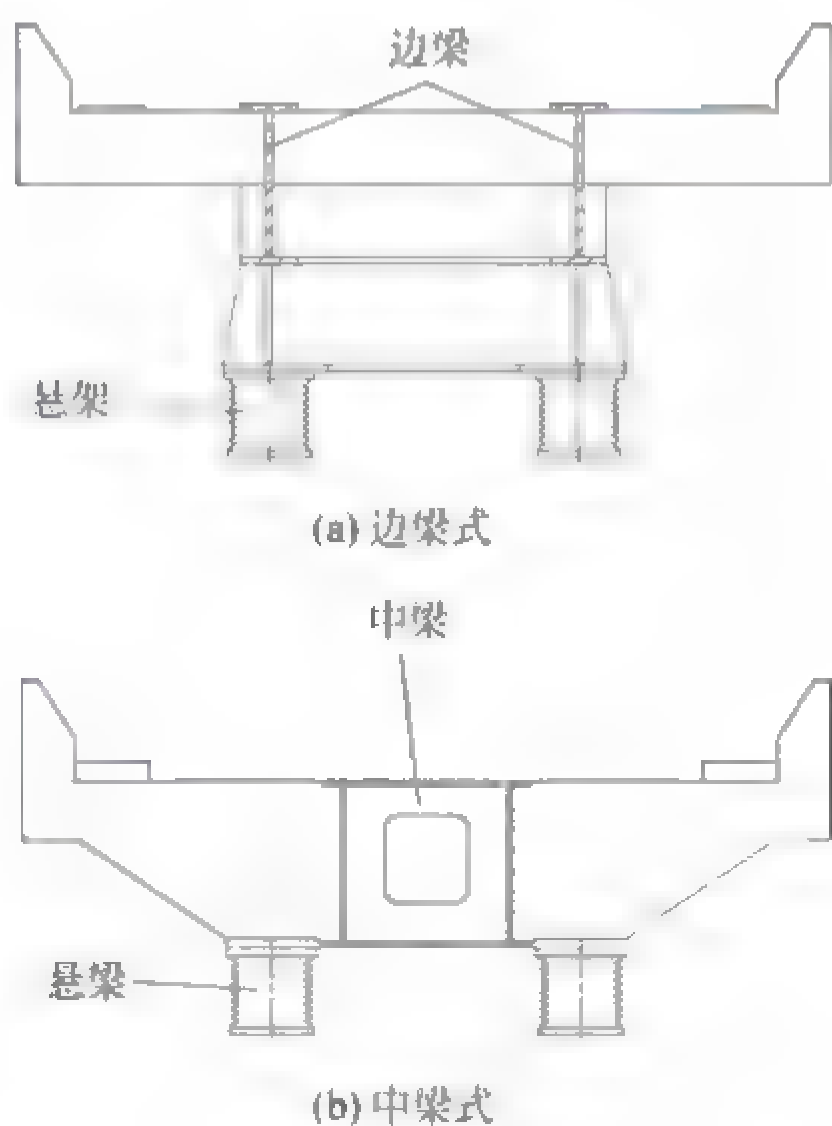


图13-7　典型AGV车架形式

13.3.6 安全监控及辅助系统

AGV两端的保险杠上通常还会设置限位保护装置，当车辆万一发生碰撞时可以紧急制动避免进一步的损坏。另外车辆头部一般还配备超声波或激光探测装置，可主动探测前进方向上的障碍物体，确保行驶安全。

AGV 还有必要的辅助系统，如集装箱止动装置(防止集装箱在行走制动时移动)、集装箱着箱检测等。

13.3.7 车载控制系统

AGV 车载控制系统主要由车辆控制、供电、驱动三个子系统组成，图 13-8 所示为典型的混合动力车载控制系统原理图。

1. 车辆控制系统

该系统负责车辆的行走、转向、安全保护、状态监控、液压系统控制等。整车采用 CAN 通信方式，按车辆和需求划分，层次清晰，具有硬件简单、抗干扰性强的特点。

该系统的外部硬件主要包括：分布式模块(各种限位、尾灯、电磁阀等可就近接至分布式模块)、角度和轮速编码器、紧停按钮，需要时还可配置胎压监控、无线手柄、超声波(激光)防撞等。

2. 供电控制系统

混合动力方式下供电系统主要包括柴油机和电池的供电控制。车载控制器和柴油机通信可采用国际通用的 CAN bus J1939 协议。电池本身有自己的管理系统(battery management system，BMS)，BMS 与车载控制器同样采用 CAN bus 通信方式实现电池状态的实时监控。同时 BMS 还能控制充电机对自身的充电，它和充电机之间采用国标 GB/T 27930—2011 通信协议。

整车的辅助设备可通过 DC/DC 转换器供电。

3. 驱动系统

驱动系统主要包括整流单元和逆变单元。整流单元能通过车载控制器调节直流母线电压的高低，从而实现对电池充电电压的控制。逆变单元(行走驱动器)控制着 AGV 的行走，通过下垂(Droop)功能实现前后驱动桥电机负载电流的平衡，实现精确的闭环矢量控制。

驱动系统的配置与整车动力系统的类型有关，详见表 13-1。车载驱动器有空冷和水冷两种方式，空冷的驱动器性价比非常高，水冷的驱动器体积小，放置比较灵活，但价格比较昂贵。

表 13-1 驱动系统的配置

动力类型 \ 驱动系统配置	整流单元	逆变单元(行走驱动器)	逆变单元(液压驱动器)
全柴电机组	有	有	可选
全电池	无	有	有
混合动力	有	有	可选

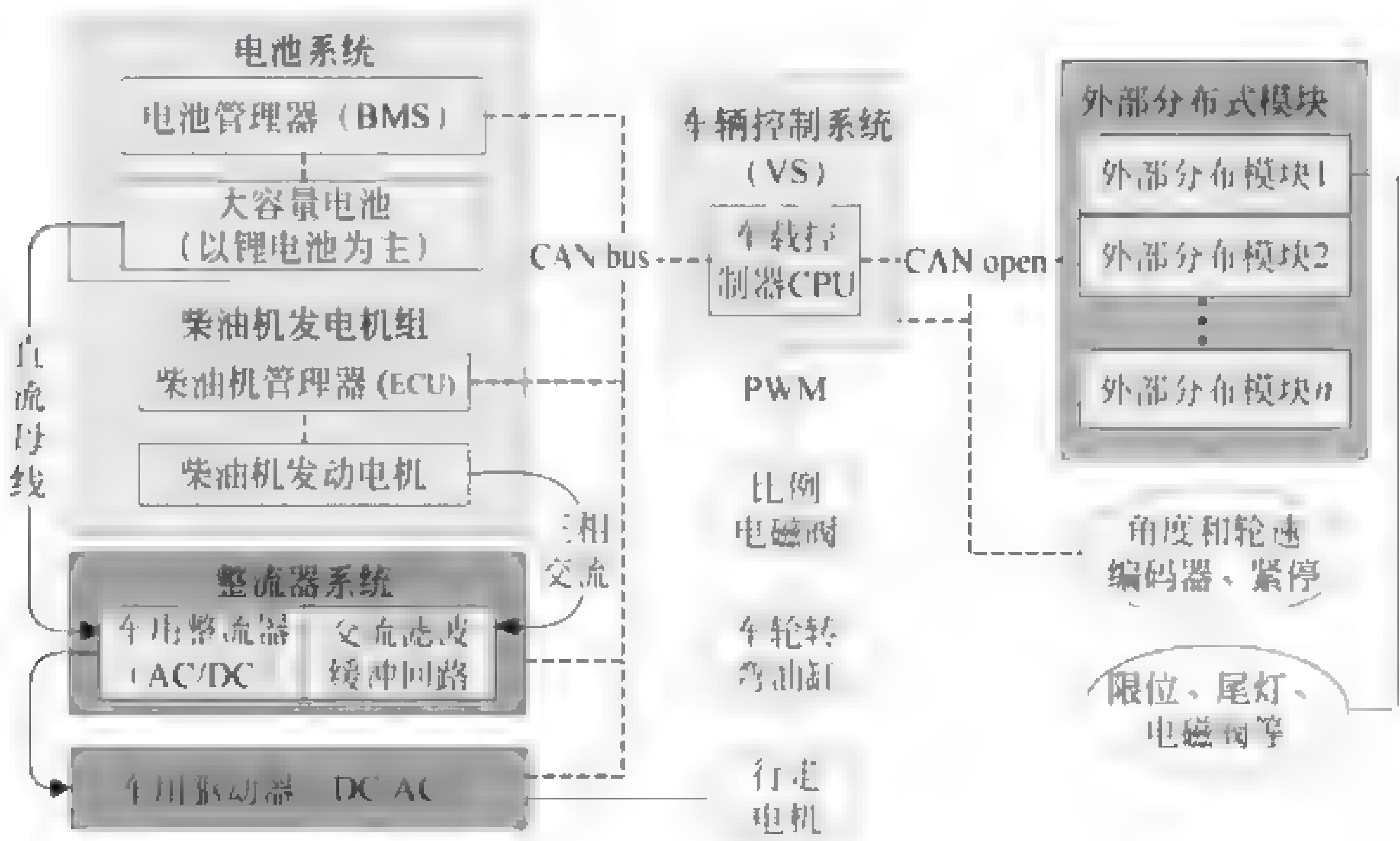


图 13-8 混合动力车载控制系统原理图

13.3.8 AGV 导航系统

目前最常用的 AGV 导航技术是磁导航，即在所有 AGV 经过的路径中，铺设一定数量的磁钉，每一个磁钉实际上代表了一个坐标位置；AGV 两端的底部安装有感应天线，当感应天线通过磁钉上方时会激励磁钉产生磁场并被探测到，这样通过车载控制系统就可以判断车辆的位置。该方法的优点是简单可靠因而得到较广应用，但缺点是车辆运行路线固定，维护性差，路径更改需挖掘地面等。AGV 上还可安装陀螺仪以精确测定其方向、加减速，利用惯性导航辅助磁导航。

尽管目前各种导航技术发展迅速，但使用其他技术作为 AGV 主要导航系统的应用并不多。激光定位法容易受到天气等外部环境的干扰而很难适应；毫米波雷达和视觉定位导航的成本过高；GPS 系统可能存在信号盲区（比如岸桥下方等），需增加其他导航措施才能可靠使用。

13.3.9 车辆管理系统

车辆管理系统（equipment control system，ECS）是 AGV 的控制管理中心，非常重要。在接到来自码头操作系统（terminal operating system，TOS）的任务指令后，ECS 可现场选取满足任务需求的车辆，规划出连接起止点的最优路径，然后根据系统提供的路径信息控制 AGV 行走、转弯和停车，引导其到达指定目标位置。最优路径的选取综合考虑起止点路径长度、转弯次数、线路畅通度等因素，同时可根据堆场交通状况实时调整。ECS 还提供 AGV 的避让措施，避免出现车辆互相等待的死锁情况。

13.4 应用范围

1. 自动化集装箱码头

集装箱 AGV 最广泛的应用就是用作自动化集装箱码头的水平运输设备，已在荷兰鹿特丹港 ECT Delta 码头和 Euromax 码头、德国汉堡港 CTA 码头、日本名古屋港 Tobishima 码头等得到了成功应用。图 13-9 所示为德国汉堡 CTA 码头的自动化码头装卸工艺。CTA 码头的岸桥为双小车形式，由主小车和副小车构成。主小车负责集装箱船和中转平台之间的集装箱装卸作业，集装箱在中转平台上进行扭锁的固定或脱开操作；副小车位于岸桥门框联系梁高度并在后伸距范围内工作，负责预先定位的 AGV 与中转平台间的集装箱装卸；AGV

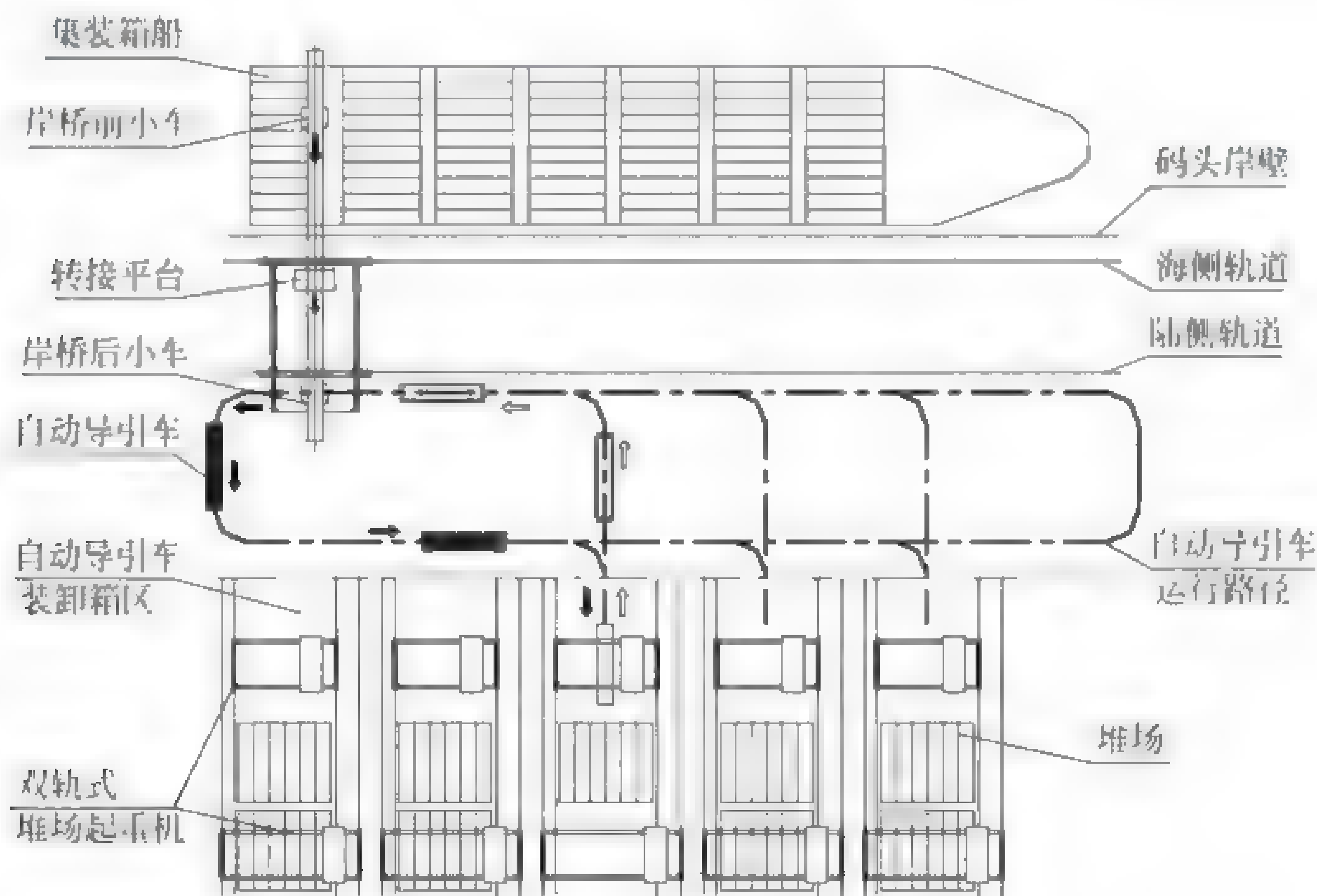


图 13-9 德国汉堡 CTA 码头的装卸工艺

则负责堆场轨道吊和第二小车间的集装箱运输。岸桥后伸距范围内布置了4条平行的AGV车道。堆场沿码头岸线垂直方向布置，堆场内的每个箱垛布置2台不同轨距的全自动轨道吊并运行在各自的轨道上，可以相互穿越运行。每台轨道吊都可以独立完成箱垛任何一部分的装卸作业，极大地提高了装卸效率和灵活性。AGV不是沿着固定的圆形跑道运转，而是在长1400 m、宽100 m的范围内按照规划路线自动运转。根据CTA码头的设备情况估算，平均1台岸桥配备6台AGV和3台全自动堆场起重机。

2. 其他应用场合

AGV非常适合物料搬运路线局限在一定区域内且路线相对固定的自动化操作。除自动化集装箱码头外其他一些典型的应用场合有：

(1) 货运火车站、驳船码头等大型物流仓库和堆场。物料需要在仓库和火车或船舶之间运输，这时搬运路径相对固定，非常适合使用AGV来充当运输工具。

(2) 一些危险、恶劣的场合。比如有些码头车辆和集装箱必须进行X光检查，这时选用AGV避免了司机必须在接受检查时下车离开的麻烦。在一些粉尘严重的散货堆场，AGV也可充当场内自动运输车辆或执行自动洒水等辅助功能。

(3) 一些非集装箱物料场合。在安装一些专门的工装后，AGV还可以搬运其他各种非集装箱物料，如卷钢、钢锭等。图13-10所示为AGV搬运卷钢的示意图。

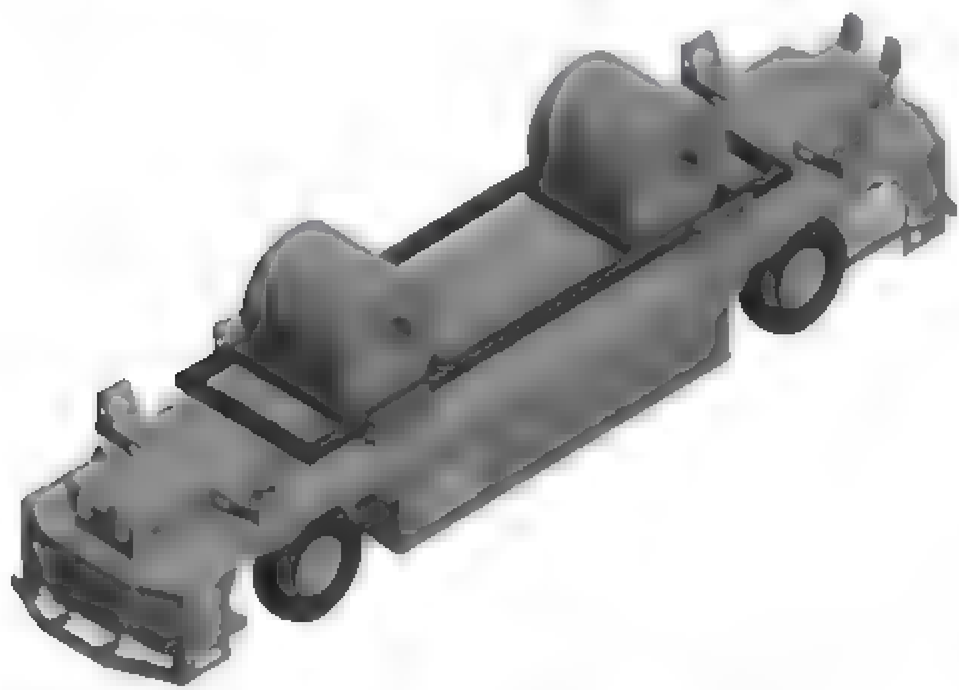


图13-10 AGV搬运卷钢

13.5 主要技术性能参数及产品选用

13.5.1 车辆选型的关键因素

1. 能力因素

AGV的选择须适合码头物料类型并具备合适的运载能力。市场上各类AGV均适合国际标准集装箱作业，需要注意的是码头在自动化作业中是否需要将非标物料考虑在内，比如油罐箱、冷藏柜等。另外AGV的额定载质量一般为50t和60t(英制国家常用长吨，折合成吨，就变成51t和61t)，符合2个20ft集装箱的标准载重。当需要操作超重箱时应予以确认，降速处理。

2. 效率因素

AGV的选择须满足用户高效率的要求和期望。影响效率的最直接因素是速度及相关参数，但还包括了很多车辆性能之外的复杂因素，因此并不是速度越快效率就越高。市场上各大厂家提供的标准速度参数大同小异，基本可以满足常规码头的操作要求，只有当码头工况比较特殊时才需要作适当调整，比如当直线行走距离特别长时可考虑适当提高速度。另外在设计AGV工艺系统时不仅要考虑AGV的效率，还要注意与两端连接设备的效率相匹配，如岸桥和后方堆场轨道吊的形式和效率。另外堆场的布置方向、集装箱工艺和路径规划都是影响效率的重要因素；可结合码头的实际操作工况，利用系统仿真来实现这些相关参数的最优配置。

3. 经济因素

AGV的选择须满足用户高性价比的要求。经济性除了考虑车辆和系统本身的市场价格外，还应考虑后续的维护费用。比如柴油发电机系统初始价格最低，但随着油价的不断攀升，其使用和维护费用会水涨船高，而电池的价格趋势则正好相反；配件和服务的价格也非常重要，目前国外的车辆管理系统常常要求每年交纳一笔昂贵的软件维护费用；另外

AGV也是有寿命的产品，若干年后必然面临大修和更换，这笔费用非常大，必须予以考虑。

4. 安全可靠性因素

车辆的使用必须安全、可靠。AGV是无人驾驶系统，其运行的安全性首先取决于可靠的车辆管理系统和导航系统，其次是冗余的车载安全系统。另外车辆各个组成系统的设计和制造质量对安全可靠性也至关重要。

5. 环保因素

AGV的使用对环境的破坏越低越好。随着节能环保理念越来越受到重视，使用者可结合环保目标和所能承受的经济能力来决定相关的选型。

6. 其他因素

其他因素包括设备和系统的开放性、可维护性等。设备的开放程度越高，意味着用户的可介入度越高，维修保养时可供选择的零部件也越广，使用成本也往往越低。

13.5.2　选用中的常见问题

1. AGV数量的确定

根据现有自动化码头和一般码头的系统仿真经验，AGV数量配置的经验值为：1台岸桥配置不低于6台AGV；如果使用AGV伴侣或者顶升AGV，则AGV的数量大约可减少1/3。更加精确的配置应根据堆场大小和形状等因素通过系统仿真分析计算获得。

2. 维修测试场地大小的确定

为了便于维修调试，使用AGV的码头最好设置一块维修测试场地。假设场地的长为L，宽为W，则其最小值推荐为

$$L = 2at^2 = 2vt = 2v^2/a \qquad (13\text{-}1)$$
$$W = 4R$$

式中：a——加速度，m/s^2；

v——速度，m/s；

t——加速时间，s；

R——车辆转弯半径，m。

即维修测试场地长度方向应使车辆能够完成完整的加速、匀速、减速运动，宽度方向则必须满足转弯要求。车辆最小转弯半径是车辆空载低速行驶时，最大转向角度下，车体最外侧与转弯中心的距离。

3. AGV通行道路建设等级

AGV通行道路必须承受车轮重载时的轮压，具体轮压值可由各供应商提供。

13.5.3　典型产品主要技术性能参数

表13-2为各品牌AGV产品的主要参数，表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，使用时以各厂家提供的最终官方版本为准。

表13-2　AGV产品主要参数

参数＼品牌		ZPMC	水科院	高华	VDL	Toyota	Kalmar	Gaussin	Numexia
额定载荷/t		61	30.5	60	70	32.5	60	60	61
集装箱		20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft	20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft，2×20ft，30ft，40ft，45ft	20ft，40ft
自重/t	普通	25	13	28/34[1]	26	23.5	30	20	N/A
	Lift AGV	30	无	33/39	无	无	无		
长度/m		15	8.9	14.8	14.7	14.3	15	13.8	N/A
宽度/m		3	2.9	3	3.1	2.8	3	2.7	N/A
高度/m		2	1.7	1.7/2.2[1]	1.7	1.8	2	1.8	N/A
转弯半径/m[2]		12.5	8.1	N/A[3]	N/A	N/A	13	14	N/A
满载速度/(m/s)		4～7	2.8	4	N/A	5.6	7	7	N/A
空载速度/(m/s)		6～7	6	6	6	7	7	10.6	5.6

续表

参数 \ 品牌	ZPMC	水科院	高华	VDL	Toyota	Kalmar	Gaussin	Numexia
转弯速度/(m/s)	3	3	3	3	N/A	3	4.2	N/A
定位精度/mm	±25	±25	±25	±25	N/A	±25	N/A	N/A
柴油机功率/kW	(60~100)[④]	100	N/A	257/(152)	N/A	(200)	242	N/A
动力类型	柴电/混合动力/全电动	柴电/全电动	柴电/全电动	柴电/混合动力	柴电	混合动力	柴电/混合动力/全电动	全电动
油箱容积/L	1200	1200	1400	1250	N/A	1200	N/A	N/A

注：① 对自重，前者为全柴油发电机系统，后者为全电池系统(铅酸电池)；对高度，前者为普通 AGV，后者为顶升 AGV；
② 转弯半径指外径；
③ N/A 表示未能找到相关数据，余同；
④ 不带括号的为纯柴油发电机，带括号数据为混合动力。

13.6 技术标准与规范

目前集装箱 AGV 的设计、制造和验收还没有专门的标准和规范，表 13-3 给出了一些与 AGV 相关的工业车辆和汽车用标准或规范，其中 FYB/JN 1005-0—2012 是福建特种设备研究院针对 AGV 起草的一份型式试验细则，可供参考和借鉴。应该注意由于这些规范并不针对 AGV 并且大多为推荐性规范，使用时只能由专业工程师选择性地参考使用，不必过于拘泥某些具体的条文。

表 13-3 AGV 设计、验收参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	JT/T	《集装箱自动导引车》(在编)
2	GB/T 30029—2013	《自动导引车(AGV)设计通则》
3	GB/T 30030 2013	《自动导引车(AGV) 术语》
4	JB/T 3811 2013	《电动固定平台搬运车》
5	GB/T 24347—2009	《电动汽车 DC/DC 变换器》
6	FEM4.009C—1979	《无人驾驶工业车辆安全要求》
7	FYB/JN 1005-0—2012	《内燃固定平台搬运车型式试验细则》

13.7 技术发展趋势

1. 传动去液压化

与机械传动相比，液压传动具有结构紧凑、布置灵活、重量轻等各种优点。最早一代的 AGV 行走机构大多采用液压传动，如高华在 ECT 和 HHLA 的早期产品。但液压传动具有可靠性、传动精度相对低，维护工作量大等缺点。2006 年后高华的 AGV 产品放弃了这种方式转而采用机械传动：电机通过联轴节、驱动桥等元件驱动车轮，整机除了车轮转向和制动外不再有液压传动。这种方式也是目前主流 AGV 产品普遍采用的传动方式。

2. 节能环保化

AGV的动力源长期以来一直是柴油机，它既可以驱动发电机为电动机提供电力，又可以直接驱动液压泵提供液压系统的动力。但近几年随着节能环保理念的深入人心，采用混合动力降低柴油机功率甚至采用纯电动实现零排放已成为新宠。2008年Numexia和TTS开发的AGV采用轮毂电机，由安装在车底的蓄电池驱动，并且采用非接触式充电技术；高华在2009年与HHLA合作试运行了铅酸蓄电池全电动AGV，目前已在荷兰鹿特丹的APMT和RWG、美国长滩LBCT等新码头实施应用；ZPMC在2002年开发的第一代样机率先采用了基于"超级电容+小型柴油机"的混合动力系统，随后又在厦门全自动化码头上采用了全电动(锂电池)AGV；其他如VDL、Gaussin、Kalmar等厂商也均将混合动力作为其产品的重要动力形式。

3. 装卸快速化

在采用传统AGV的自动化码头中，AGV与岸桥、AGV与堆场自动轨道吊之间不可避免地会存在等待从而影响作业效率。为了缩短等待时间，提高作业效率，各种装卸技术应运而生。Numexia和TTS开发了车载移动式(集装箱)存放架，高华发明了"升降AGV+固定式存放架"；ZPMC发明了"AGV+固定式带装卸功能的存放架(AGV伴侣)"。

第14章

推 耙 机

14.1 概述

14.1.1 功能与特点

推耙机是一种类似推土机的作业机械，它利用前部推耙铲对散粒物料进行推（前进）、耙（后退）作业。与推土机相比，推耙机的推工况与之类似，而耙工况为推耙机所独有。推耙机主要用于港口的散装物料清舱、平舱，堆场的平整及物料归堆等作业，也可用于电厂、矿山松散物料的推耙作业。图14-1所示为推耙机外形图。



图14-1 推耙机外形图

推耙机工作过程见图14-2。抓斗式卸船机械工作时，很难自行抓取到船舱舱口围板垂直投影轮廓线以外的物料，作业一段时间后，船舱内散货料堆一般呈窝形分布。此时需要将推耙机吊入船舱，配合卸船机械作业。推耙机工作时，首先提起推耙铲到某一高度，不让其接触料面，推耙机沿舱内窝形料堆爬坡行驶到接近舱壁，下放推耙铲切入物料一定深度，倒车行驶到船舱中心将推耙铲下物料耙到舱口下，提起推耙铲，完成一次耙料作业；或者在推耙机提起推耙铲到某一高度后，沿舱内窝形料堆倒车行驶到接近舱壁，下放推耙铲切入料堆一定深度后，开车行驶到船舱中心，将推耙铲前物料推到舱口下，提起推耙铲，完成另一次推料作业。推耙机周而复始地提升推耙铲、切入料堆、推耙行驶（运料）作业，将船舱底板上的物料聚集到舱口处，与卸船机械配合卸空船舱。

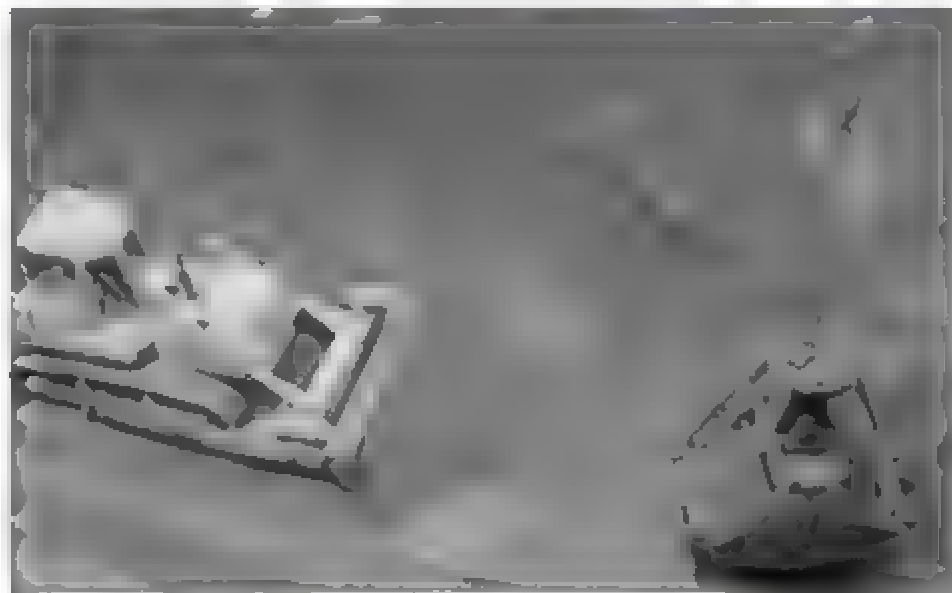


图14-2 推耙机工作图

14.1.2 国内外发展现状

20世纪60年代，中国沿海港口基本上是人工清舱，不但效率低，而且劳动繁重，环境条

件恶劣。70年代中期以来，沿海港口相继从日本、美国等国引进各种类型的推耙机进行清舱作业，使清舱作业环境和效率得到改观。

国外主要推耙机厂家有：美国卡特彼勒(Caterpillar)公司、日本三菱(Mitsubishi)公司、日本小松(KOMATSU)公司等。

早在70年代中国就试图生产推耙机，但当时受设计和制造水平的限制，推耙机开发一直难以起步。80年代，经当时国务院重大装备办批准，"推耙机研制"被列为"七五"国家重大技术装备项目，由交通部水运科学研究所(现交通运输部水运科学研究院，简称水科院)和山东推土机厂(现山推工程机械股份有限公司)共同承担，以小松的D31E-18推耙机为参照，研制了功率为70马力的TB70推耙机。该推耙机的总体水平与小松D31系列机相当，而价格只是进口产品的1/3～1/2。"八五"期间，两家又合作研制了230马力的TB230推耙机。

目前，中国企业已生产出各种规格的推耙机，涵盖60～180kW功率范围，产品紧跟国际发展趋势。

14.2　分类

1. 按发动机功率分类

(1) 小型推耙机：功率小于75kW，适用于内河船舶和中小型海运船舶的清舱作业。

(2) 中型推耙机：功率为75～130kW，适用于大中型海运船舶的清舱作业。

(3) 大型推耙机：功率大于130kW，适用于大型、特大型海运船舶和大型专业化散货船的清舱作业。

2. 按传动方式分类

(1) 机械式：结构简单，性能可靠，适用于小型推耙机。

(2) 液力机械式：性能良好，操纵方便，适用于大、中型推耙机。

(3) 全液压式：性能良好，结构简单，是推耙机的发展方向。

3. 按接地压力分类

(1) 普通型(接地压力大于0.03MPa)：适用于重散粒物料(如矿石、砂石、煤炭等)的清舱作业。

(2) 低压力型(接地压力小于0.03MPa)和超低压力型(接地压力小于0.02MPa)：适用于轻散粒物料(如粮食、饲料、化肥等)的清舱作业。

4. 按操纵方式分类

(1) 人工操纵方式。

(2) 遥控操纵方式：遥控操纵方式又可分为无线遥控和有线遥控方式。

5. 按行走形式分类

(1) 履带式推耙机：附着牵引力大，接地比压小，爬坡能力强，但行驶速度低。目前推耙机以履带式为主。本文主要介绍履带式推耙机。

(2) 轮胎式推耙机：行驶速度高，机动灵活，作业循环时间短，运输转移方便，但牵引力小，适用于需经常变换工地的情况。轮胎式推耙机应用较少。

14.3　主要构造和要求

14.3.1　动力系统

推耙机的动力系统通常为柴油发动机。由于其作业场所主要是在码头、船舱内工作，粉尘污染严重，其选型原则除遵循对一般工程机械发动机的要求外，还应考虑以下要求。

推耙机工作时负荷变化大，要求发动机有足够大的功率、转矩、转矩储备和转速储备，一般选用水冷涡轮增压、直接喷射式、六缸四冲程直列式柴油发动机。

推耙机作业现场狭小且高低不平，机体易发生变形和撞击，受到震动较大，要求发动机具有良好的耐冲击性和高的使用可靠性，一般选用三点支承方式安装在车架上，以减少车架变形的影响。发动机与液力变矩器之间应装有减震装置，提高传动部件的使用寿命。

作业现场物料高低不平，推耙机经常在倾斜状态下工作，要求发动机有高的纵倾工作适应能力(30°以上)和横倾工作适应能力(20°以上)。机油壳体应能满足在该工况下正常为液

压泵供油。

船舱内某些作业物料对外来污染要求严格,因而要求推耙机发动机密封良好,无泄漏。

推耙机工作环境恶劣,其空气灰尘浓度比一般工程机械所处环境的浓度要高很多,发动机应采用特殊空气滤清器(如两级以上),同时空气滤清器外部应设有防护网,防止各种粉尘、碎屑和杂物的进入,延长空气滤清器的使用寿命,提高空气滤清效果。

船舱内作业温度高,推耙机应采用直通式芯体、加大水箱,来满足推耙机长时间高温作业要求。同时对发动机散热器应采用特殊的密闭防护罩,防止杂物进入堵塞,破坏散热器。

由于推耙机主要是在舱内作业,因此废气极难排出,污染物排放应尽量低,排气烟度应尽量小,发动机的噪声应尽量低。

小松和卡特彼勒的推耙机均使用各自生产的发动机,美国康明斯也有适用于推耙机工况的发动机。国内发动机厂(如潍柴动力股份有限公司、上海柴油机股份有限公司等)也生产了适用于推耙机的发动机。

14.3.2 传动系统

传动系统的作用是将发动机的动力按需要传给推耙机的工作装置、行走系统和其他操纵及控制机构。通过传动系统可将发动机的高转速、低转矩及较小的变化范围转变为推耙机工作所需要的低转速、大转矩及较大的变化范围,并可将发动机的单转向输出转变为推耙机工作所需要的双向运动(前进和后退)。

传动系统主要有机械式、液力机械式和全液压式三种形式。

机械式传动系统一般由主离合器、机械变速箱、中央传动、终传动等部分组成,如图14-3所示。由中央传动传递的动力,传给左、右两个转向离合器和制动器,最后传给终传动,终传动直接驱动链轮带动履带控制推耙机的前进或后退。中央传动多采用螺旋圆锥齿轮。终传动通常有二级直齿轮减速和行星齿轮减速。

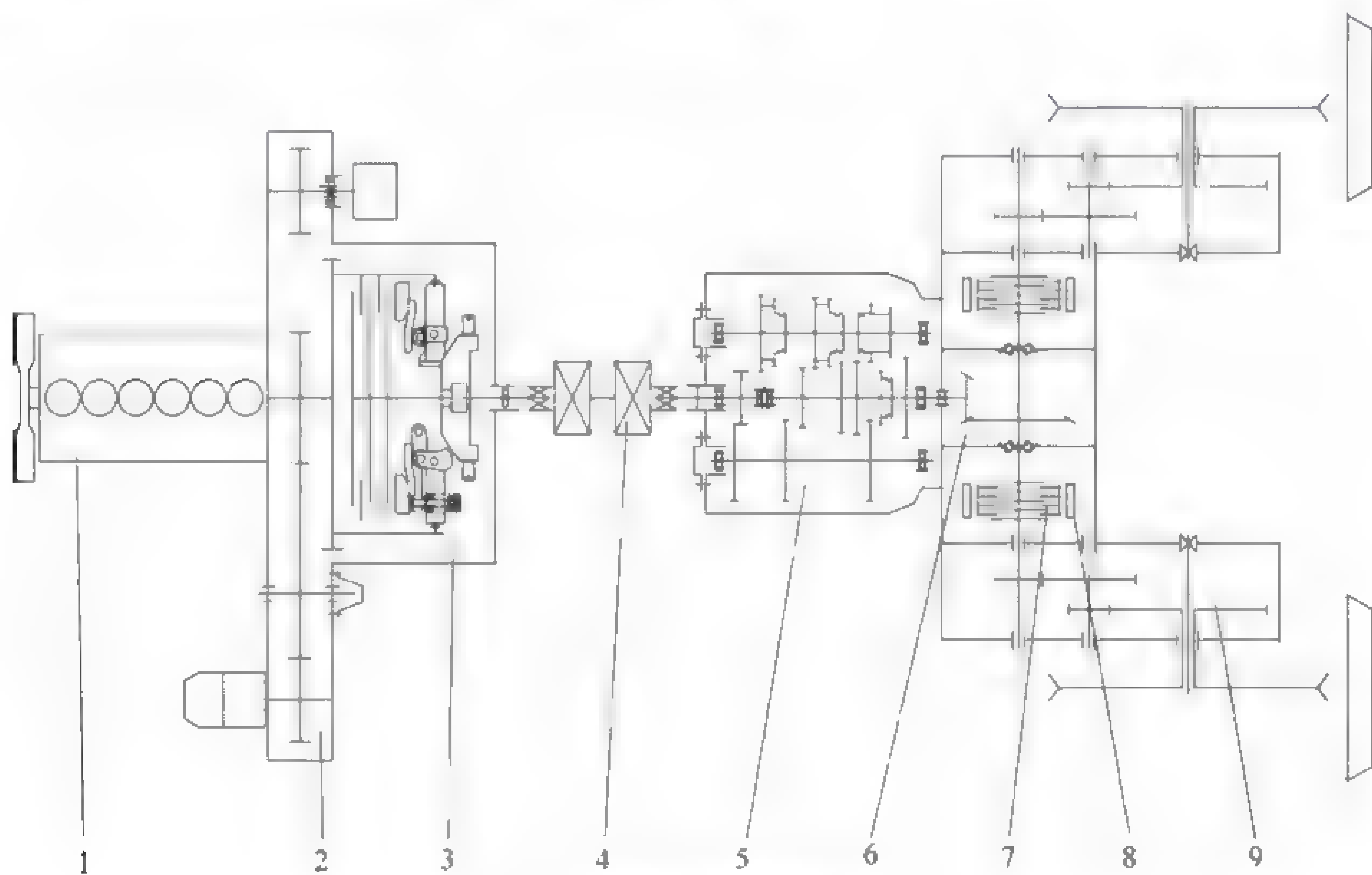


图14-3 机械式传动系统图

1—发动机;2—分动箱;3—主离合器;4—万向节;5—机械变速箱;
6—中央传动;7—转向离合器;8—转向制动器;9—终传动

液力机械式传动系统一般由液力变矩器、变速箱、中央传动、终传动等部分组成，如图14-4所示。液力变矩器通过减震器、万向节与发动机相连获取动力，终传动直接驱动链轮带动履带实现行走功能。

机械式传动系统与液力机械传动系统的区别为：发动机和变速箱之间的连接，机械式传动系统是离合器，而液力机械传动系统是液力变矩器。机械式传动制造简便、效率较高，但操纵复杂，一般用于小型推耙机，在大中型推耙机上逐渐被液力机械传动所代替。

全液压传动系统是由发动机直接带动柱塞泵或齿轮泵，驱动行走系统、转向系统、工作装置等执行机构。全液压传动系统一般由变量液压泵、液压管路、液压控制阀和液压马达等组成。若采用低速液压马达，则直接与驱动轮连接；若采用高速液压马达，则液压马达与驱动轮之间还有齿轮减速装置。

全液压传动系统重量轻，体积小，便于推耙机总体布局，容易实现左右履带独立驱动，使液压传动推耙机适应各种作业的需要。全液压传动系统的最高效率比机械式传动系统稍低，但液压传动具有自动无级变速性能，能随载荷、车速变化自动调速，能够充分利用发动机功率，使发动机始终工作在最大功率，生产率高。随着液压传动技术的日趋成熟、液压元件传动效率的不断提高以及液压传动良好的控制特性，液压传动在推耙机上的应用也将日益广泛。

对推耙机的传动系统选型时，还应考虑提高零部件的强度和防腐蚀能力。

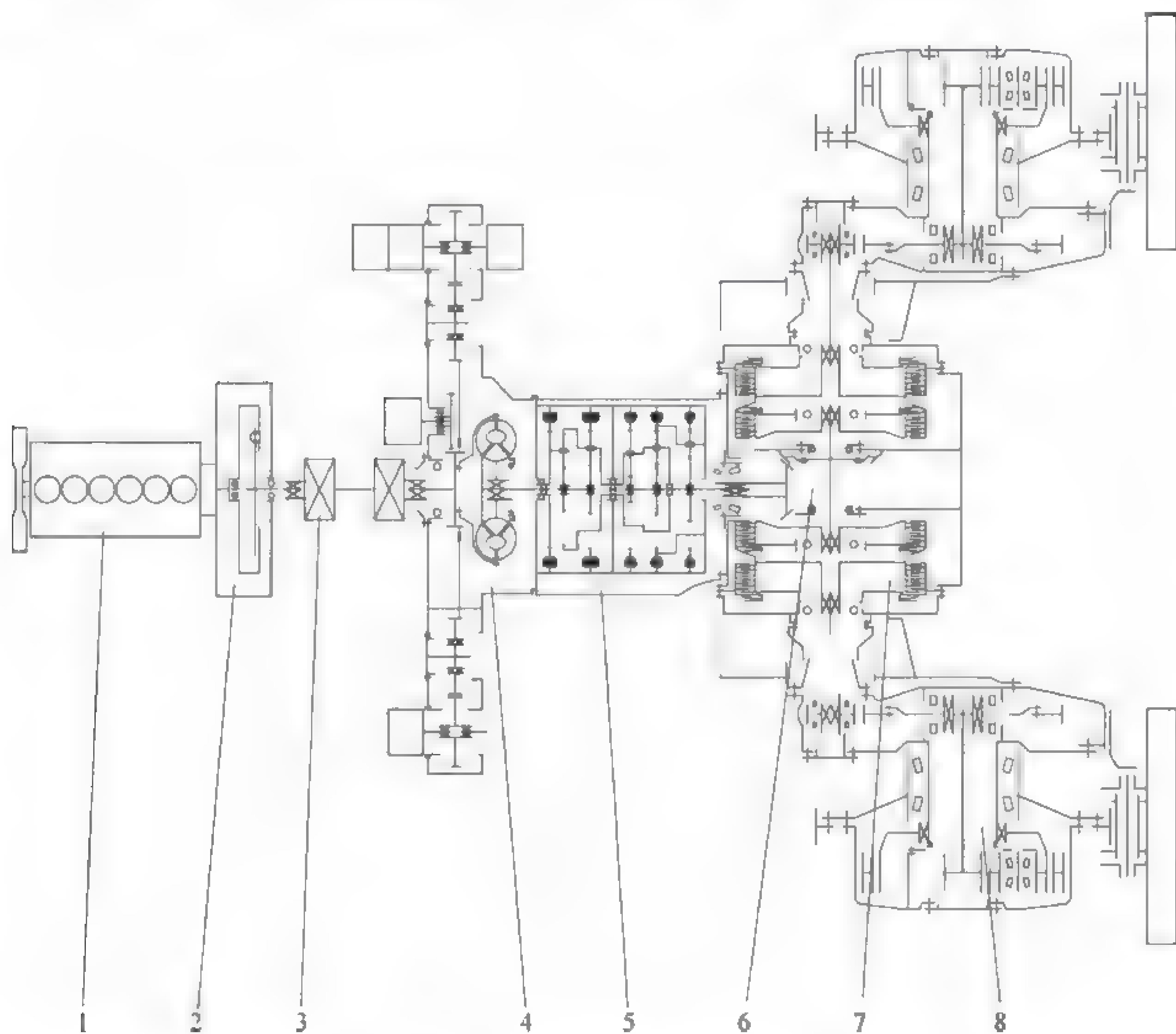


图14-4　液力机械传动系统图

1—发动机；2—减震器；3—万向节；4—液力变矩器；5—变速箱；6—中央传动；7—转向制动总成；8—终传动

(1) 传动系统的变速箱、转向离合器等部件中的球轴承、行星架、摩擦片等零件需采用特殊材料且对结构进行优化，提高其结构强度，防止零部件断裂。

(2) 对于终传动壳体等易磨损的外露件需增加防护板或改进结构，防止损坏。

14.3.3 行走系统

行走系统是用来支承整个推耙机的重量，并将来自链轮的旋转动力转换成推耙机前进或后退的驱动力。履带式推耙机的行走系统主要包括履带、引导轮、托轮、链轮和支重轮，俗称“四轮一带”，其结构和组成见图14-5。

引导轮的作用是引导链轨节和履带板。托轮的作用是托住上部履带，防止履带下垂过大，减少履带在运行中的震跳，避免履带的侧向滑脱。支重轮的作用是将机体重力传给履带，保证履带滚动。张紧装置的作用是保证履带具有足够的张紧度，减少履带在行走中的震跳及卷绕过程中的脱落。履带的作用是在驱动链轮作用下推动推耙机行走，同时保证附着性能，使其具有足够的驱动力。为提高履带的使用寿命和降低运行噪声，常采用密封润滑履带。履带的技术要求应满足《工程机械　组合式履带总成》(JB/T 2602—2001)的B形履带总成的相关要求。

推耙机的行走系统还应考虑减少振动、提高附着力和抗腐蚀性。

(1) 行走系统使用低接地比压结构，如采用加长宽幅履带板，以增加推耙机的接地面积，提高整车的通过能力，有利于牵引力的充分发挥，减少整机的振动。

(2) 台车部分增加轴颈防护装置，防止在后退作业时碰撞推杆耳轴护板，减少盖板螺栓头的磨损，同时保护推耙铲管路等。

(3) 适当加大推耙机底盘的离地间隙，使其通过性能好，减少与物料的磨损，延长底盘部件使用寿命。

14.3.4 工作装置

推耙机工作装置是推耙机上直接对物料进行推耙作业的装置及调节机构，主要由推耙铲、铲架、推耙液压缸、升降液压缸、液控系统等组成，其结构见图14-6。

推耙铲是直接切削和推耙物料的装置，应具有较高的强度，一般采用高强度的箱形结构，铲头由高性能的耐磨材料制造。推耙铲的前后两面形状要符合推耙机的工况要求，工作面尺寸要大，推耙铲的摆动幅度、提升(下降)高度要合理，应利于物料的推耙和工作效率的提高。

推耙液压缸控制推耙铲的前倾和后倾，升降液压缸控制推耙铲工作时的切入和提升。液压缸工作油压由液控系统提供。液控系统

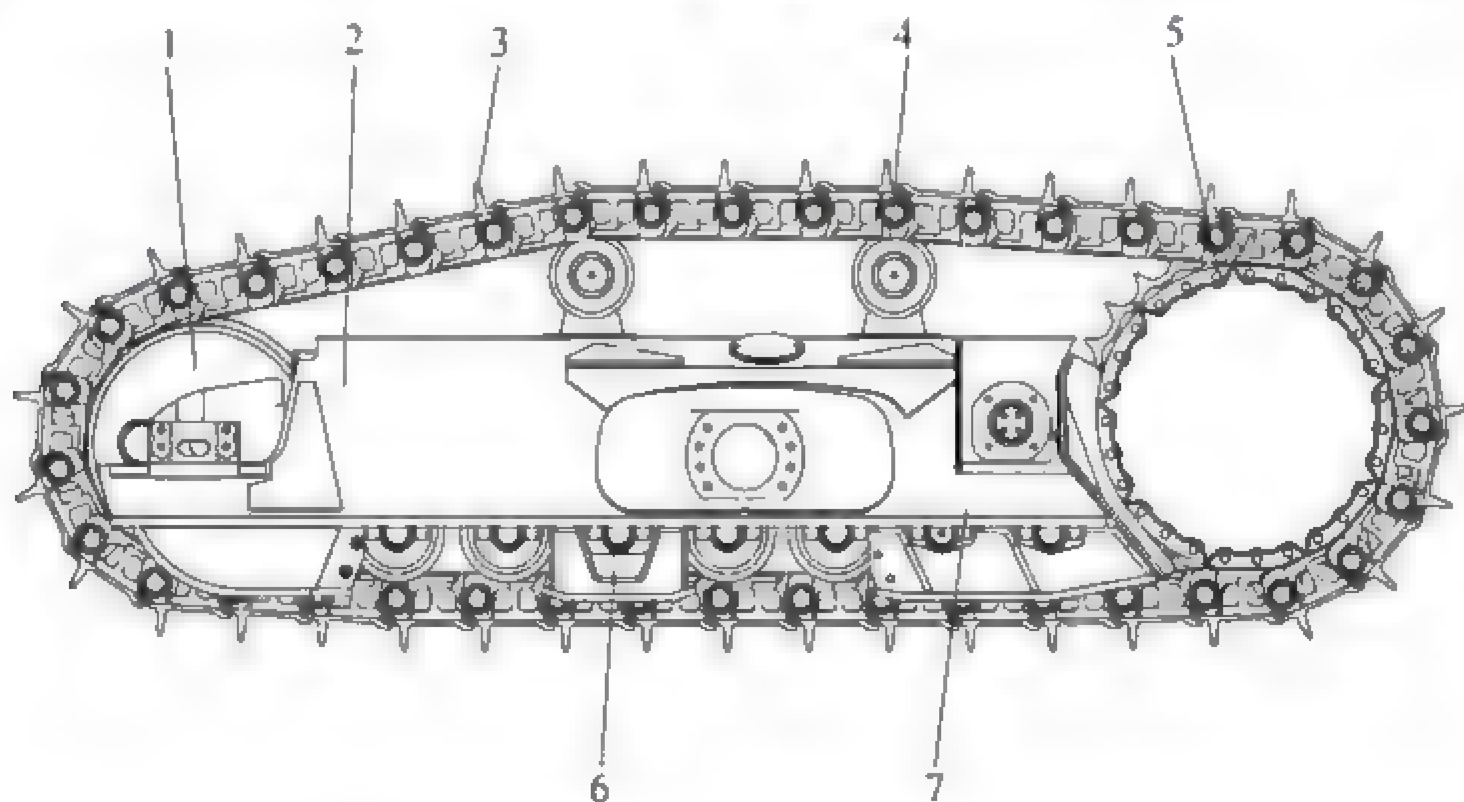


图14-5　行走系统

1—引导轮；2—张紧装置；3—履带板；4—托轮；5—链轮；6—支重轮；7—台车架

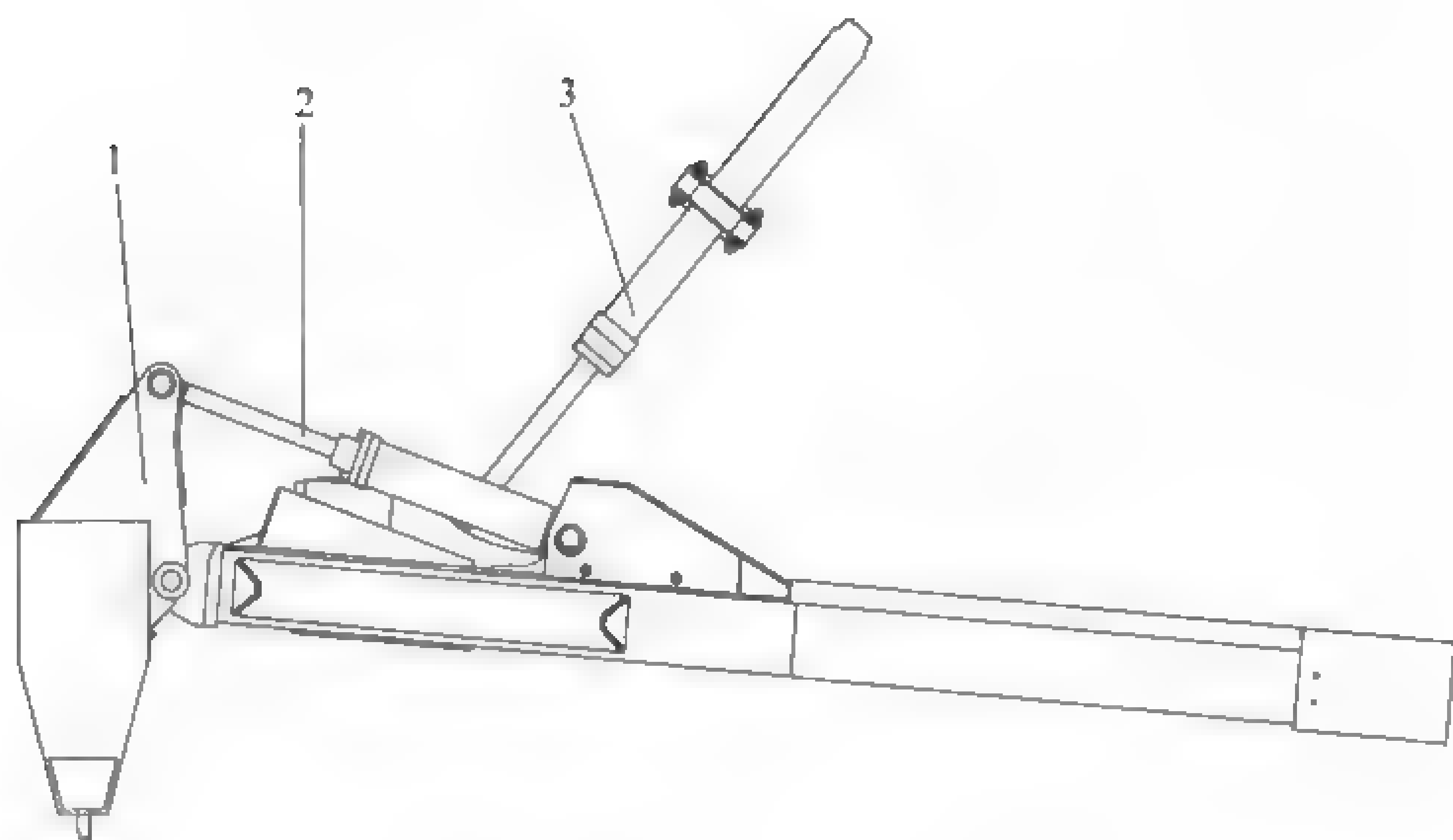


图 14-6　工作装置
1—推耙铲；2—推耙液压缸；3—升降液压缸

的动力一般由液力变矩器的出力装置带动液压泵获得，液压泵通过液压管路和液压阀门来驱动推耙液压缸和升降液压缸。

铲架及支架一般为钢板焊接的箱形结构，用来安装推耙铲、工作液压缸和传递主机牵引力。在正常载荷工作时，载荷在铲刀上均匀分布，H形架2根纵梁受力均衡。当作业对象为矿石等工况时，易产生偏载，铲架一端纵梁受力较大，另一根受力较小。另外，工作时推耙机经常与船舱或者块状作业对象发生碰撞，此时产生远大于正常载荷的冲击载荷。因此，对于在装载中易产生偏载货物作用的推耙机产品，设计阶段就应对H形架结构给予足够的强度和刚性。

由于推耙铲的结构及空间限制，使推耙铲基本不具有对土壤等黏附物料的自脱落功能。当大量土壤等黏附在推耙铲上时，就会减少推耙铲的有效容量，增加车辆重量，降低生产效率。因此，对于在矿粉清仓等作业环境中工作的推耙机，应采取措施降低矿粉等黏性物料的黏附力来实现推耙铲的防黏结功能。

14.3.5　转向系统

履带式推耙机是通过控制左右两边履带的速度来实现转向，如左侧履带转速慢或者不转就往左转，反之向右转。

变速箱的动力传入中央传动后，就从纵向传动变为横向传动，由横轴分别传给左、右两个转向离合器和制动器，最后传到终传动。实现推耙机转向的工作装置是安装在推耙机两侧的转向离合器，一般采用多片湿式转向离合器。

当推耙机需要转向（如拉动左转向拉杆）时，液压油充入转向离合器活塞和轮毂之间的油腔，油压力推动活塞，带动压盘向左移动，摩擦片和齿片松开，不再传递力矩，推耙机左侧失去动力，在右侧履带的推动下向左转向。转向结束时，松开拉杆，液压油在活塞推动下回流，转向离合器重新接合传力，推耙机恢复直线行驶。

14.3.6　制动系统

推耙机制动系统主要分为两类：

(1) 配有转向制动器，通过制动器带来进行制动；

(2) 配有转向制动总成，通过转向制动离合器来进行制动。

推耙机转向制动器是液压助力、浮动湿式制动带式，一般包括安装在转向离合器外鼓上的制动带、助力活塞、连杆、浮动杆等零件。由于浮动机构的优越性能，不论离合器外鼓是正转还是反转，制动时都很平稳，不会产生制动冲击。

当制动带上的制动带衬片磨损后，制动带

和外鼓之间间隙变大，制动踏板行程增加，当行程增大到一定限度时，制动变得不可靠。因此，要不断地调整制动带间隙。

14.3.7 驾驶室及操纵系统

推耙机驾驶室一般是由顶棚、前后立柱、左右支承、底座以及大量筋板焊接成的固定结构，安装于推耙机车架上。驾驶室应设置减震垫减少震动。

驾驶室可分为有玻璃防护驾驶室和敞篷式驾驶室。根据不同客户需求，驾驶室可配备为高密封驾驶室，增加空调系统、暖风、收录机等可选配件。

推耙机工作装置（举升下降、前后倾斜）、行走变速的操纵一般采用手柄操作方式，行走转向有手拉操作和脚踏操作两种方式。

为改善驾驶员的劳动条件，推耙机也开始采用遥控操纵方式。采用遥控操纵时一般仍保留有常规操纵系统。推耙机遥控操纵系统主要由遥控装置、执行装置、安全装置组成，其组成方块图见图 14-7。

遥控装置包括发射机和接收机，执行装置包括比例伺服驱动器、拉杆和手动多路阀。接收机和执行装置安装在推耙机上，接收机的输出端经执行装置连接推耙机上的操作机构。操纵者通过操作遥控发射装置产生相应的比例或开关信号经发射机发射出去，接收机接收信号，经执行装置控制推耙机上的操作机构，实现对推耙机的遥控操作。

14.3.8 车架系统

推耙机的车架为整车的骨架，用于支承动力系统、传动系统、行走装置等，一般采用整体呈长方形的框架结构。车架主要由车架主体、前车架、后车架、前平衡梁支架、后平衡梁支架、左箱体和右箱体组成。车架结构应能够在保证强度和刚度的条件下，尽量结构简单，坚固耐用。图 14-8 所示为一种抗震型车架外形图。

14.3.9 安全保护装置

推耙机的安全保护装置有：

(1) 驾驶室内配备安全带及灭火器，最大限度保护驾驶人员的安全；

(2) 配备油温、水温、机油压力报警装置，显示车辆工作状况；

(3) 配备倒车警铃及警灯，有效保护外围人员安全；

(4) 推耙机外部安装坚固、耐用、防滑的扶手和脚踏板等装置；

(5) 对油箱、水箱、蓄电池、发动机等设置防护罩，防止粉尘、颗粒的侵入，防护关键零部件在作业过程中与船舱或其他机械的碰撞和冲击。

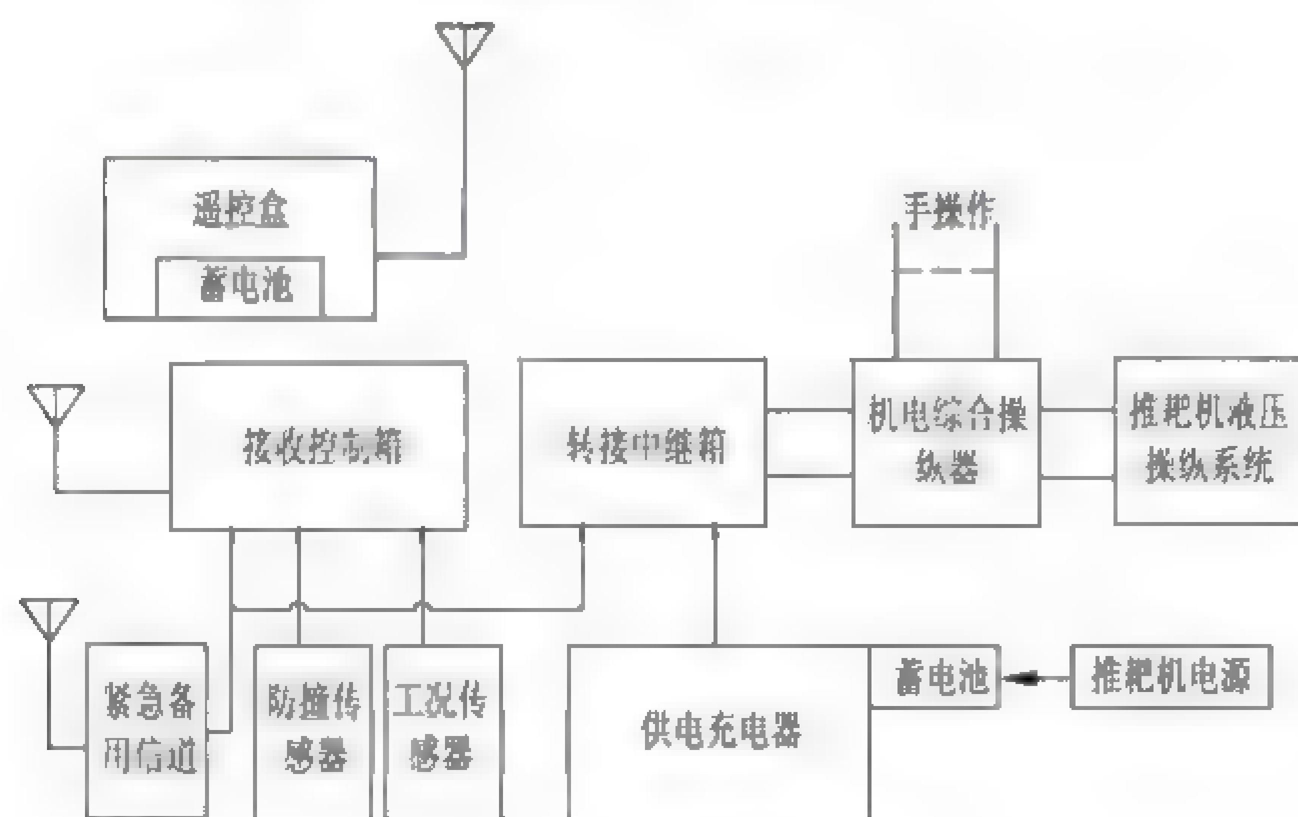


图 14-7 遥控操纵系统方块图

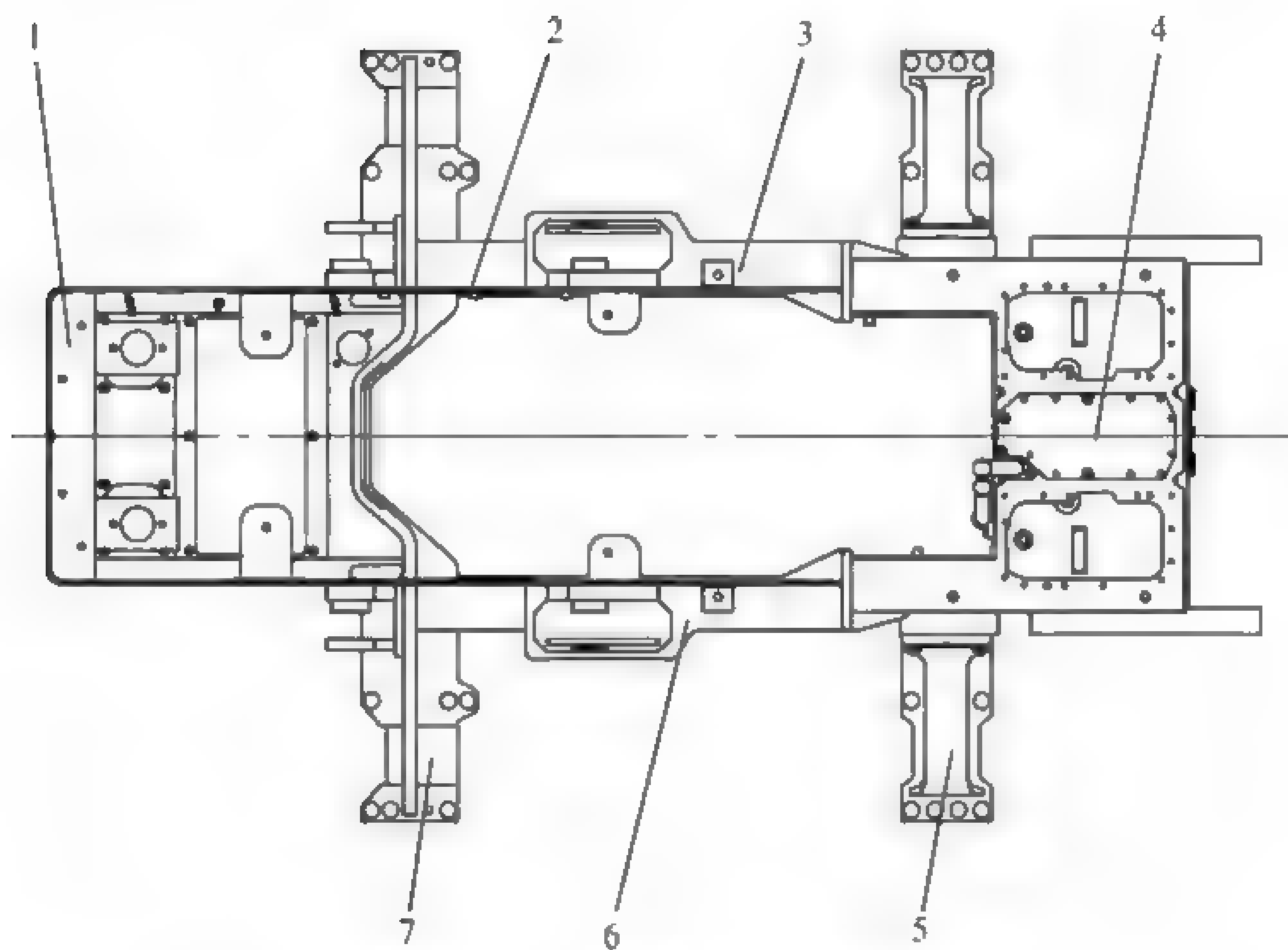


图 14-8　一种抗震型车架外形图

1—前车架；2—车架主体；3—右箱体；4—后车架；5—后平衡梁支架；6—左箱体；7—前平衡梁支架

14.4　应用范围

推耙机主要用于港口的散装物料清舱、平舱，堆场的平整及物料归堆等作业。

推耙机也可用于电厂、矿山、公路、铁路、建筑工地的地面造形、土地平整、土壤推耙或松散物料的推耙作业。

推耙机也可应用于危房改造、抢险救灾、高炉清渣、排雷以及核废料和垃圾的清理等多种场合。

14.5　主要技术性能参数及产品选用

14.5.1　主要技术参数

(1) 推耙铲高度：推耙铲垂直着地，沿地面垂直方向量出的推耙铲高称为推耙铲高度。

(2) 推耙铲宽度：推耙铲宽度指推耙铲切削刃外廓宽度，一般均大于推耙机行走系统宽度。

(3) 推耙铲容量：推耙铲容量是指推耙铲能推耙物料的体积，其值等于推耙铲宽度与推耙铲高度平方之积。推耙铲高度、宽度和推耙铲容量是决定推耙机生产能力的重要参数。

(4) 最大切入深度：在行走系统接地水平线以下，推耙铲所能达到的最大下降距离，即为最大切入深度。若切入深度过大，由于切削阻力加大引起牵引能力不足；而切削深度过小，使发动机功率得不到充分发挥，降低了生产率。切入深度的确定原则为：推耙铲降至最低位置，切削刃和推耙机压力中心之间的连线与地面的夹角不小于20°。

(5) 行驶速度：推耙机前进、后退行走机会均等，一般推耙机的前进和后退均有相同的速度挡位，且前进和后退同挡速度比较接近。提高车速有利于提高生产率，但作业速度的提高受到作业质量的限制。另外，推到满铲时，往往发生超负荷工况，如速度太高，对机械传动的推耙机，有时会因为来不及操纵而发生熄火，液力机械传动无熄火问题，行驶速度可以选得稍高些。推耙机作业时，一般1～2挡行驶速度用来切入料堆，2～3挡行驶速度用来推耙运料，3挡及以上速度用于空返。推耙机的最大行驶速度一般为8～13km/h。

(6) 推耙铲升降速度：推耙铲升降速度一般是指切削刃沿地面垂直方向的平均升降速

度，其与推耙铲的操纵方式有关。对于液压控制的工作装置，推耙铲升降速度一般约为0.2m/s。

(7) 最大提升高度：在行走系统接地水平线以上，推耙铲铲尖所能达到的最大上升高度，即为最大提升高度。

(8) 使用质量：使用质量指推耙机结构质量再加上驾驶员体重及油、水、工具等使用时必须附加的质量之和。推耙机的自重及使用质量应该与推耙机进、出舱起吊设备的起升能力相匹配。

(9) 接地压力：接地压力为推耙机使用状态下的重力与行走系统履带接地面积之比。选型前应确定推耙机的最大接地压力，以评估对工作路面的影响。接地压力一般为0.05～0.07MPa。履带的接地长度 b 和宽度 W 是根据推耙机接地面积上的接地压力来确定的。履带接地面积确定后，履带的接地长度及宽度的选择应考虑到推耙机黏着性能、转向性能、滚动阻力、行驶平顺性及履带行走装置系列标准等因素。接地长度 b 和宽度 W 的比值一般为0.17～0.19。

14.5.2 生产率

影响推耙机生产率的因素很多，也很复杂，它主要与推耙机总体性能、料堆条件、物料特性、驾驶员操纵熟练程度、生产组织等因素有关。推耙机生产率主要指标有每铲最大推耙量、推料作业生产率、耙料作业生产率和平整作业生产率。

目前尚无精确的推耙机生产能力计算方法，下面给出的一些公式是按照推土机生产能力计算公式导出的，供参考。

(1) 每铲最大推耙量：

$$V=\frac{B_g(H_g-h)^2}{2\tan\varphi_0}K_m \tag{14-1}$$

式中：V ——每铲最大推耙量，m³；

B_g ——推耙铲宽度，m；

H_g ——推耙铲高度，m；

h ——平均切料深度，m；

φ_0 ——物料自然坡度角，(°)；

K_m ——物料充满系数，K_m=0.5～1.2。

(2) 推料作业生产率：

$$Q=\frac{3600VK_1K_nK_y}{T} \tag{14-2}$$

$$K_n=1-0.005l_2 \tag{14-3}$$

$$T=\frac{l_1}{v_1}+\frac{l_2}{v_2}+\frac{l_1+l_2}{v_3}+t_1+t_2 \tag{14-4}$$

式中：Q——推料作业生产率，m³/h；

V——每铲最大推耙量，m³；

K_1——推耙机作业时间利用系数，K_1 取0.85～0.9；

K_n——推耙机泄漏系数；

l_2——运料距离，m；

K_y——坡道作业影响系数，按表14-1选取；

T——一个作业周期循环时间，s；

l_1——切料距离，m，l_1 取4～10m；

v_1——切料速度，m/s；

v_2——运料速度，m/s；

v_3——返回速度，m/s；

t_1——换挡时间，t_1 取4～5s；

t_2——推耙铲升降时间，t_2 取1～2s。

表14-1 坡道作业影响系数

	坡度/(°)	K_y
上坡	0～5	1.0～0.67
	5～10	0.67～0.5
	10～15	0.5～0.4
下坡	0～5	1.0～1.33
	5～10	1.33～1.94
	10～15	1.94～2.25
	15～20	2.25～2.68

(3) 耙料作业生产率：

$$Q'=\frac{3600VK_1K_nK_yK_c}{T'} \tag{14-5}$$

$$T'=\frac{l_1}{v_1'}+\frac{l_2}{v_2'}+\frac{l_1+l_2}{v_3'}+t_1+t_2 \tag{14-6}$$

式中：Q' ——耙料作业生产率，m³/h；

K_c ——铲头铲架结构影响系数，K_c 取0.85～0.90；

v_1' ——切料速度，m/s；

v_2' —运料速度,m/s;

v_3' —返回速度,m/s。

(4) 平整作业生产率:

$$Q_p = \frac{3600(B_g - m)LK_1}{n\left(\frac{L}{v} + t_s\right)} \quad (14\text{-}7)$$

式中:Q_p——平整作业生产率,m^2/h;

B_g——推耙机宽度,m;

m——相邻两次平整通道间重叠宽度,一般取 $m=0.3\sim0.5m$;

L——平整地段长度,m;

K_1——时间利用系数,K_1 取 0.85~0.90;

n——每一段平整次数,$n=1\sim2$;

v——平整速度,m/s,宜取前进 2 挡位或 v 取 0.8~1.0m/s;

t_s——推耙机掉头调整时间,t_s 取 8~10s。

14.5.3 产品选型的注意事项

推耙机选型通常根据码头前沿设备的起重能力、船舶大小、物料种类以及前沿作业的设备形式和生产能力来确定。此外还应考虑以下注意事项。

1. 作业对象

推耙机的主要作业对象是船舱内的散货,散货可以分为三大类,即矿石、建筑和化工材料、食品。散货种类较多,组成成分复杂,甚至包含了各种有毒、腐蚀性强的化工原料,以及具有高密度、高粉尘的矿石粉末等。

推耙机在清理高密度的铁矿石或具有较高腐蚀性的化工原料时,推耙机的履带、台车及其他外部零件容易受到磨损和腐蚀。

推耙机在清理高粉尘散货时,粉尘会进入发动机的进气系统,影响发动机的正常工作;粉尘也会吸附在水箱散热器表面,造成水箱散热空隙堵塞以及水箱表面腐蚀,影响传动系统的冷却效果。

应根据不同的作业对象选择合适的产品配置。

2. 工作环境

用户应根据推耙机的作业环境特点,选择配置合适的推耙机。

推耙机作业中负荷变化剧烈,常伴随有剧烈震动、变速和转向频繁,同时经常与船舱、抓斗等碰撞,容易造成钢结构的开焊、断裂、离合器损坏、螺栓松动、液压管路漏油等问题。

船舱内作业空间狭小,工作环境温度高,废气和噪声不易扩散。

3. 技术特性

(1) 牵引性:推耙机不同工作速度下所能发出的最大牵引性能,它影响到整机的推、耙工作能力和工作效率。

(2) 动力性:反映推耙机在行驶中,以不同挡位工作时,所具有的加速性能,以及所能达到的最大行驶速度和爬坡能力的性能。

(3) 经济性:反映推耙机工作中的燃料消耗、维修成本是否经济合理的性能。燃料消耗是依据千瓦小时的燃油消耗率,或是用每吨作业量消耗的燃料来核算作业的生产成本。由于船舱等作业环境粉尘比较大,发动机和液压部件等工作环境恶劣,需要定期进行维修和维护,维护成本较高,尤其是进口设备,因此维护成本也是产品选型时应该考虑的问题。

(4) 稳定性:推耙机在坡道上行驶时不失去稳定和不倾翻的性能,它关系到推耙机在坡道行驶的安全性。

(5) 机动性:推耙机在狭窄场地转向和通过的性能,可用外侧履带和铲斗的转弯半径来衡量。

(6) 作业性:反映推耙机整机使用好坏的性能,它与整机所具有的切削力、掘起力、铲斗容量和容积效率、工作速度等有关。

14.5.4 典型产品的性能参数

表 14-2 为各品牌推耙机产品的主要参数,根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成,供参考,具体产品数据请以厂家提供的最终版本为准。

表 14-2 典型推耙机的性能参数表

型号 \ 项目	使用质量/kg	接地压力/MPa	外形尺寸（长×宽×高）/（mm×mm×mm）	最小离地间隙/mm	最小转弯半径/m	履带中心距/mm	履带宽度/mm	发动机净功率/kW	最大行驶速度/(km/h) 前进	最大行驶速度/(km/h) 后退	推耙铲参数 容量/m^3	推耙铲参数 宽度/mm	推耙铲参数 高度/mm	推耙铲参数 最大提升高度/mm	推耙铲参数 最大切入深度/mm	制造商(厂)
STR08E-3	7450	0.042	4660×2200×2645	330	2.2	1450	400	58.8	7.57	8.26	1.24	2200	750	1495	652	中国山推工程机械股份有限公司
STR13	14500	0.065	5470×2908×2950	320	2.68	1880	460	95.5	9.8	11.9	1.86	2908	800	1550	672	
STR16	17050	0.067	5815×3020×3030	400	2.87	1880	510	120	9.63	12.53	2.43	3020	935	1610	720	
STR20.5	21000	0.063	6168×3352×3063	380	2.8	1880	510	119	10.6	13.4	2.86	3175	950	1690	700	
STR23	26600	0.084	6424×3410×3316	405	3	2000	560	169	11.8	14.3	4.1	3410	1185	1725	740	
D3K XL	8516	N/A	4830×1900×2763	N/A	N/A	1495	405	55	9.0	10.0	1.58	2400	875	1580	585	美国卡特匹勒
D4K XL	8766	N/A	4830×2010×2763	N/A	N/A	1550	460	63	9.0	10.0	1.58	2400	875	1580	585	
D5K XL	10226	N/A	4925×2110×2769	N/A	N/A	1600	510	72	9.0	10.0	2.0	2575	950	1650	605	
D31PX-22	9310	0.052	5080×2880×2775	315	1.8	N/A	400	78	8.5	8.5	N/A	2880	760	1600	680	日本小松
D63E-12	17600	0.062	5855×3020×2990	390	3	N/A	510	155	9.0	11.0	N/A	3020	960	1655	735	
D65EX-16	21410	0.069	6390×3210×3155	410	1.9	N/A	510	208	11.2	13.1	N/A	3210	1000	1610	685	
D85EX-15	26170	0.075	6810×3410×3290	450	2.66	N/A	560	240	10.1	13.0	N/A	3410	1185	1605	686	

注：N/A 表示未查到相关数据。

14.6 技术标准与规范

目前,国内无推耙机的国家和行业标准。由于推耙机与推土机类似,因此,推土机的技术标准基本都适用于推耙机。表14-3中列出了推耙机的相关技术标准。

表 14-3 推耙机的相关技术标准

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 8590—2001	《推土机 术语》
2	GB/T 21937—2008	《土方机械 履带式和轮胎式推土机的推土铲 容量标定》
3	JB/T 1666—1997	《履带式推土机 试验方法》
4	JB/T 2602—2016	《工程机械 组合式履带总成》
5	JB/T 7306—1994	《履带式推土机 技术条件》
6	JB/T 12461—2015	《履带式推土机 可靠性试验方法、失效分类及评定》

14.7 技术发展趋势

1. 自动化和智能化

推耙机操作控制趋向自动化和智能化,整机采用机电液一体化设计。推耙机作业环境恶劣,遥控操作可以改善驾驶员的劳动作业条件,因此,无线遥控操纵方式将成发展趋势。

2. 节能环保化

采用全功率匹配技术,使发动机与工作装置液压系统和传动系统达到最优匹配,发动机可根据实际工况自动调整输出给传动系统和工作装置液压系统的功率,达到最大限度地利用发动机功率,以实现节能。

为保证发动机正常工作,采取多级空气滤清器,可由二级增加到四级。由于船舶作业空间狭小,污染物难以扩散,采用混合动力发动机将成为环保化的先驱。另外,LNG发动机和电池驱动技术也将会在推耙机上得到应用。

3. 人性化

我国生产的推耙机的外观及驾驶室的布置与国外先进的产品还有很大差距,仍有较大的提升空间。如采用密闭带空气过滤装置的驾驶室,提高操作人员的舒适性;操作系统简单、舒适、可靠、易于操作等人性化设计,以减轻操作人员的劳动强度。

参考文献

[1] 张质文,刘全德,吕维镇. 叉车[M]. 北京:人民铁道出版社,1979.
[2] 张炳力. 汽车设计[M]. 合肥:合肥工业大学出版社,2011.
[3] 赵学敏. 汽车底盘构造与维修[M]. 北京:国防工业出版社,2003.
[4] 陈慕忱. 装卸搬运车辆[M]. 北京:人民交通出版社,1985.
[5] 董桂权,王超峰,许金聪. 港口牵引车及其选择[J]. 港口装卸,1995(5):29-30.
[6] 张德文. Q25 型港口牵引车[J]. 港口装卸,1995(6):31-33.
[7] 李海波,苏国萃,张延宗. 45kN 港口牵引车及其散热系统分析[J]. 起重运输机械,2007(8):30-33.
[8] 戈平,刘惟信. 汽车发动机与传动系的匹配分析和优化设计[J]. 汽车技术,1993(8):1-6.
[9] 郦明. 汽车结构抗疲劳设计[M]. 北京:机械工业出版社,1995.
[10] 刘惟信,戈平,李伟. 汽车发动机与传动系统参数最优匹配的研究[J]. 汽车工程,1991(5):65-72.
[11] 鲁道夫. 汽车制动系统的分析与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1985.
[12] 黄声显. 重型汽车制动系[M]. 北京:人民交通出版社,1987.
[13] 黄天泽,黄金陵. 汽车车身结构与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
[14] 赖维铁. 人机工程学[M]. 武汉:华中科技大学出版社,1983.
[15] 蔡春源. 机电液设计手册[M]. 沈阳:东北大学出版社,1997.
[16] 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京:人民交通出版社,1990.
[17] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社,2000.
[18] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:人民交通出版社,2000.
[19] 李海波. 节能减排技术在集装箱牵引车上的应用[J]. 港口装卸,2012(1):6-8.
[20] 许伯年. 集装箱正面吊的新发展[J]. 集装箱化,2003(9):39-40.
[21] 苏国萃,刘晋川,李海波. 集装箱正面吊运机现状与发展研究[J]. 港口装卸,2005(5):37-39.
[22] 交通部水运司. 港口起重运输机械设计手册[M]. 北京:人民交通出版社,2001.
[23] 李海波. 集装箱正面吊的节能减排技术应用[J]. 集装箱化,2014(7):20-22.
[24] 韩慧仙,曹显利. 集装箱堆高机行走液压系统设计[J]. 叉车技术,2009(2):10-13.
[25] 杨忠敏. 叉车业发展呈现五大趋势[J]. 工程机械与维修,2006(2):72-73.
[26] 杨雪松,赵高见. 集装箱空箱堆高机起重系统设计[J]. 工程机械,2010(4):43-44.
[27] 西南交通大学机械系起重运输机械教研室. 叉车[M]. 北京:人民铁道出版社,1979.
[28] 王卫平. 全液压空箱堆高机控制系统研究[D]. 西安:长安大学,2010.
[29] 宗蓓华,真虹. 港口装卸工艺学[M]. 北京:人民交通出版社,2003.
[30] 胡桂军,董世民,刘晋川. 轻型集装箱跨运车的技术特性和应用分析[J]. 港口装卸,2007(3):11-13.
[31] 李海波. 轻型集装箱跨运车的开发及应用[J]. 港口装卸,2009(1):1-4.
[32] 彭传圣. 集装箱码头的自动化运转[J]. 港口装卸,2003(2):1-6.
[33] 李海波. 集装箱自动导引车系统的应用及技术特性分析[J]. 港口装卸,2010(3):15-18.
[34] 刘志平. 自动化集装箱码头中的 AGV 技术[J]. 物流技术,2006(7):114-116.
[35] 李海波. 我国集装箱自动导引车关键技术研发成果[J]. 集装箱化,2011(11):25-27.
[36] 金丹,季有昌,金山. 推耙机的设计研究[J]. 工程机械,2013(11):9-12.
[37] 马祥. 推耙机 H 型焊接结构强度分析及测试[D]. 杭州:浙江大学,2012.
[38] 刘春朝. 遥控型推耙机液压控制技术研究及应用[D]. 大连:大连理工大学,2003.

第3篇

港口连续输送机械

第15章

港口连续输送机械概论

随着中国经济的发展,中国港口吞吐量目前已位居世界前列,港口干散货(如煤炭、矿石、散粮、化肥、水泥等)运量快速、稳健增长,港口散货装卸设备朝着大型化、专业化、高效率、低能耗、安全环保方向发展。信息化、自动化和智能化技术的应用,进一步提升了散货码头的技术水平和吞吐能力。

港口连续输送机械是港口散货装卸系统的重要组成部分,在大宗散货现代化、专业化码头上起着关键作用。

15.1 港口连续输送机械分类

港口连续输送机械是将散装物料在规定的输送路线上、从装载点到卸载点以恒定的或变化的速度进行输送,形成连续性的物料流的搬运机械。作为现代物料搬运系统的重要组成部分,它是影响和决定着系统的复杂程度、装备水平、运输能力、投资和运营成本的关键设备之一。

连续输送机械在工作原理、结构特点、输送物料的种类、物流方向以及其他的一系列特性上各有不同,其机型复杂多变,种类繁多。对于港口装卸储运系统中连续输送机械的主力机型,本章根据输送原理分为机械输送和流体管道输送两大类。

15.1.1 机械输送

机械输送又分具有挠性牵引构件的循环输送设备和无挠性牵引构件的输送设备。

1. 具有挠性牵引构件的循环输送设备

此类设备的工作特点是利用牵引构件的连续循环运动,将物料沿一定方向输送。常见的挠性牵引构件主要是输送带和链条。在港口装卸系统常用设备中,普通带式输送机、气垫带式输送机、多点卸料和封闭输送带式输送机、圆管带式输送机、波状挡边带式输送机、斗式提升机等以输送带为牵引构件。埋刮板输送机、埋刮板式清仓机以链条为牵引构件。

(1) 普通带式输送机。普通带式输送机是港口装卸储运系统中应用最为广泛的输送机械,带式输送机可连续输送各种散料和件货,单机输送能力大(国内港口最大运量为10500t/h,德国布劳恩矿采用30000t/h带式输送机),输送距离从几米到二十多千米,线路布置灵活,可以多点进料和卸料。

(2) 气垫带式输送机。气垫带式输送机是用薄气膜支承输送带及其上物料的带式输送机,主要应用于港口粮食码头,目前向煤炭输送方向发展。

(3) 全封闭多点卸料带式输送机。全密闭

多点卸料带式输送机是在全密封带式输送机的中部，按特定的工艺要求，加装中间卸料装置而成的连续输送设备。可以多点加料、多点卸料，特别适合港口散粮码头筒仓仓顶进仓作业。

(4) 圆管带式输送机。圆管带式输送机是输送带自身形成圆形密闭空间、实现封闭性输送的带式输送机。可以空间弯曲布置，可双向输送物料，适合复杂地形的中、长距离输送煤炭、矿石等散料。

(5) 波状挡边带式输送机。波状挡边带式输送机适合中、短距离内的大倾角或垂直连续输送粉状或颗粒较小的散料，也适用于磨琢性物料，但不适用于黏性较大的物料。

(6) 斗式提升机。斗式提升机在港口主要用于散货码头筒仓系统内，也可用于其他环节的散料垂直提升。适用于粉状、粒状及小块状的无磨琢性及磨琢性小的物料，如煤炭、水泥、石块、砂、黏土、矿石等。

(7) 埋刮板输送机。埋刮板输送机可以多点加料、多点卸料，物料在密闭的箱体内运输。适合中、短距离内的水平、倾斜或垂直连续输送粉状或颗粒较小的散料，但悬浮性高、磨琢性强、黏性很大、易碎的物料除外。

(8) 埋刮板清仓机。埋刮板清仓机为平底筒仓、房仓内的辅助出仓设备，适用于流动性很好、粉状或颗粒较小的散料。

2. 无挠性牵引构件的输送设备

此类设备的工作特点是利用工作构件的旋转运动、振动使物料向一定方向输送，输送构件不具有往复循环特征，常用设备有螺旋输送机、螺旋清仓机、振动给料机等。

(1) 螺旋输送机和螺旋清仓机。螺旋输送机用于短距离输送物料，大型螺旋输送机主要用于港口卸船设备上。螺旋清仓机以螺旋输送机为输送主体，是平底筒仓、房仓内的辅助出仓设备，适用于流动性较好、粉状或颗粒较小的散料。我国港口主要用于粮食储存仓的出仓作业。

(2) 振动给料机。振动给料机是利用振动使物料产生周期性的抛掷运动而完成向前输送物料的机械。振动给料机可把块状、颗粒状物料从贮料仓中均匀、连续地供给受料装置，从而实现物料装卸系统的连续均匀输送。

15.1.2 流体管道输送

流体管道输送又分为气力输送和液力输送。气力输送用于中、短距离内输送粉状或小颗粒度散体物料。液力输送主要用于油品和化工码头，输送液体危险品货物。

15.2 连续输送机械在港口的应用

本节通过对几个中国现有港口码头装卸工艺的具体说明，介绍连续输送机械的应用情况。

15.2.1 煤码头装卸工艺

秦皇岛是世界第一大能源输出港，也是我国"北煤南运"大通道的主枢纽港。其中秦皇岛煤五期工程是目前国内规模最大、工艺最先进的煤炭出口码头。有 5 万 t 级泊位 2 个，10 万 t 级泊位和 15 万 t 级泊位各 1 个，设计年通过能力 5000 万 t。煤炭堆场面积77 万 m²，堆存能力 400 万 t。主要装卸设备配置如下：

(1) 翻车机：3 台，O 形转子三翻式，每台生产效率为 7200t/h。

(2) 带式输送机：40 台，其中翻堆线 27 台，带宽 2m，生产效率为 6480t/h，总长度 16763m；取装线 13 台，带宽 2.2m，生产效率为 8000t/h，总长度 12370m。

(3) 悬臂式取料机：8 台，每台生产效率为 8000t/h。

(4) 悬臂式堆料机：6 台，每台生产效率为 6480t/h。

(5) 装船机：4 台，每台装船效率为 8000t/h。

秦皇岛煤五期工艺流程图见图 15-1。

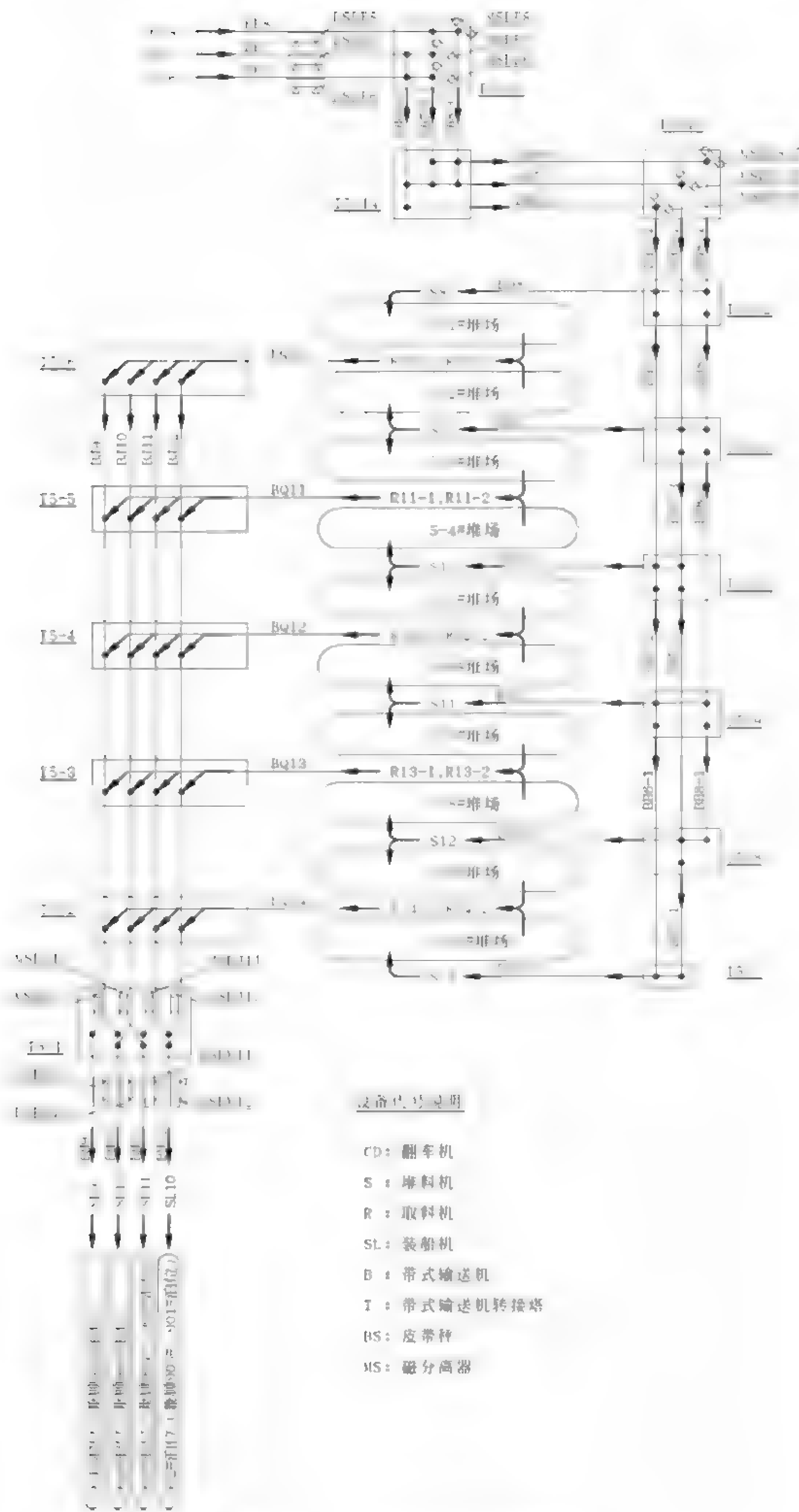


图 15-1　秦皇岛煤五期工艺流程图

15.2.2 矿石码头装卸工艺

日照港是国内乃至世界港口矿石系统卸船能力、泊位能力最大的码头之一。拥有20万t级矿石专用泊位2个，30万t级矿石专用泊位1个。矿石装卸通用泊位14个，年接卸能力达8000万t以上。矿石堆场面积190万m^2，堆存容量超过2000万t，总体通过能力达9000万t以上。矿石码头装卸工艺自动化程度高，拥有铁路自动化装车系统，疏港便捷高效。下面以日照港矿石码头二期工程为例，介绍矿石码头设备配置：

(1) 泊位：20万t级1个；30万t级1个。

(2) 卸船机：6台，每台生产效率为2750t/h。

(3) 码头卸船输送机：2条，额定能力为7500t/h，最大能力为8000t/h。

(4) 带式输送机：15台，其中卸船进堆场线9台，带宽1.8m，生产效率为7500t/h；取装线6台，带宽1.4m，生产效率为3500t/h。

(5) 斗轮堆取料机：3台，每台生产效率为7500t/h(堆)、3500t/h(取)。

(6) 装车机：2台，每台装车效率为3500t/h，矿石装车专用线一次可满足70节大列的装车要求。

日照港矿石码头工艺流程图见图15-2。

15.2.3 粮食码头装卸工艺

日照港作为国内主要粮食进口口岸之一，拥有中国沿海最大的10万t级散粮接卸专用泊位，筒仓96个，仓容近60万t。疏港条件便捷高效，拥有自动化的机器人火车装车系统，能够实现袋装粮食和散装粮食的自动化装车作业。日照港2013年完成装卸粮食788万t，2014年1 10月份完成装卸粮食720万t，居全国沿海港口首位。

下面以日照港石臼港区散粮储运系统改扩建工程(简称三期工程)为例，介绍散粮码头装卸工艺流程和设备配置。

1. 三期工程工艺流程

三期工程工艺流程包括：

(1) 卸船进仓流程；

(2) 单仓独立出仓装汽车流程；

(3) 集中出仓装火车流程(袋装、散装、袋装和散装混装)；

(4) 倒仓流程。

2. 主要设备配置

(1) 泊位：5万t级，1个。

(2) 筒仓：24座，直径27.43m。

(3) 卸船机：2台1000t/h连续卸船机、2台500t/h带斗门座起重机。

(4) 码头带式输送机：2条，额定能力为1500t/h。

(5) 气垫带式输送机：30台，其中卸船进仓线14台，带宽1.6m，生产效率为1500t/h；出仓装火车线16台，带宽1.2m，生产效率为800t/h。

(6) 全封闭式多点卸料带式输送机：4台，带宽1.8m，生产效率为1500t/h。

(7) 斗式提升机：3台，生产效率为800t/h。

(8) 埋刮板输送机：水平埋刮板输送机3台，生产效率为800t/h；45℃型埋刮板输送机24台，生产效率为200t/h。

(9) 螺旋清仓机：24台，生产效率为300t/h。

(10) 装车线：2条，装车效率为2×800t/h，一次可满足64节火车装车要求。每条装车线设备包括6台灌包机、2条袋装物料输送线、6台码包机器人、1台调车机、1座散粮火车装车楼。

日照港石臼港区散粮储运系统改扩建工程工艺流程图见图15-3。

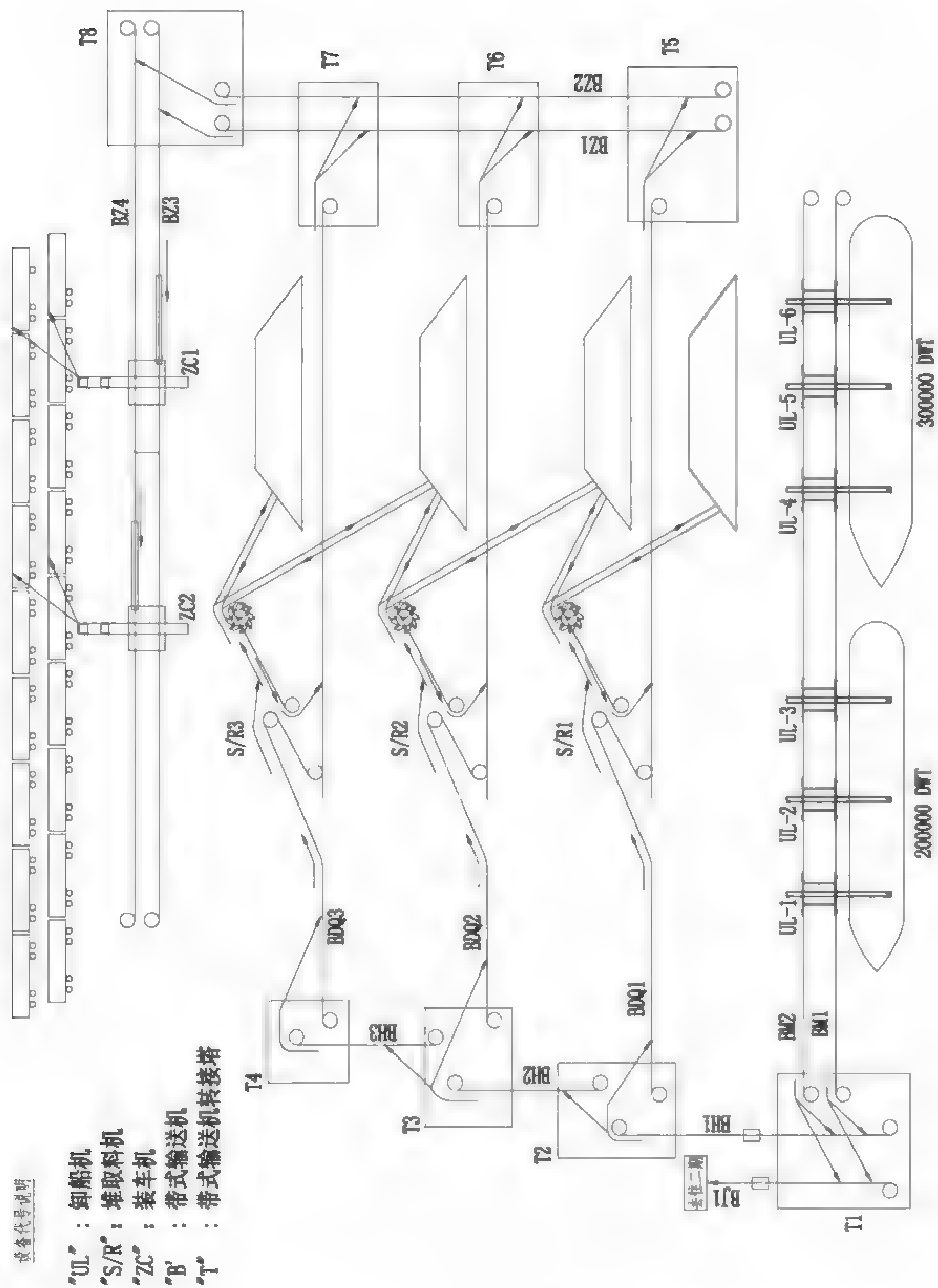


图 15-2　日照港矿石码头一期工程工艺流程图

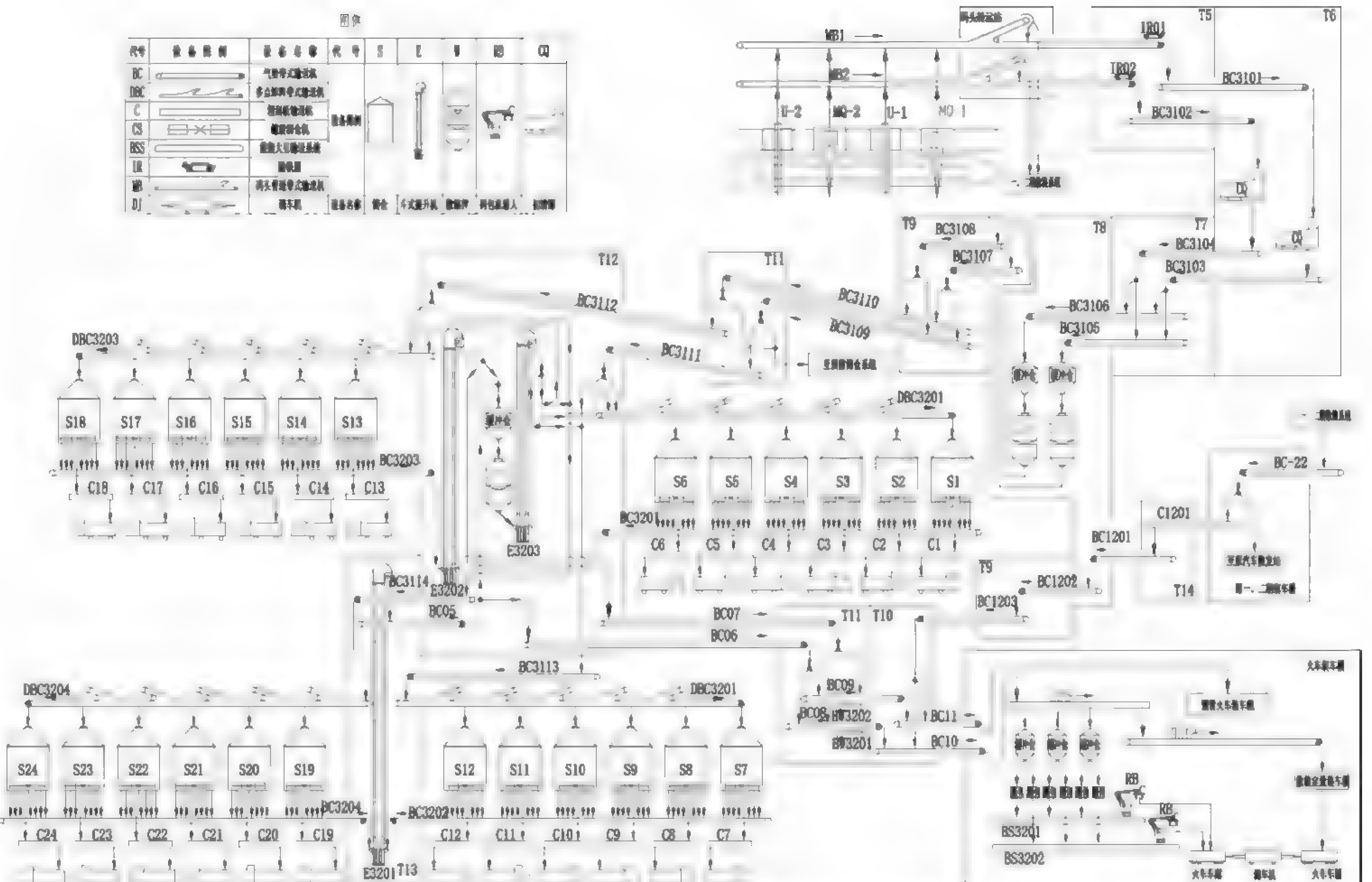


图15.3 日照港石臼港区散粮储运系统改扩建工程工艺流程图

15.3 物料特性

散体物料的特性是港口连续输送机械设备选型、整机参数、零部件结构及材料选择的主要因素。物料性能参数包括物料粒度和粒度组成、堆积密度、湿度(含水率)、流动性、内摩擦系数、外摩擦系数、温度、磨琢性、爆炸危险性、腐蚀性、有毒性、易碎性、黏结性、可压实性、起尘性等。

15.3.1 粒度和粒度组成

1. 粒度

物料粒度是指散体物料单个颗粒的大小，用颗粒的最大线长度 d 表示。对球形或类似球形颗粒，其粒度以球体直径表示；对椭圆形球体颗粒以其长径表示；对长方体或不规则形体颗粒以其最大对角线长度表示。

在整批物料中，根据颗粒的最大粒度 d_{max} 与最小粒度 d_{min} 的比值，分为原装物料和分选物料：

(1) 当 $d_{max}/d_{min}<2.5$ 时，称为分选物料；

(2) 当 $d_{max}/d_{min}\geqslant 2.5$ 时，称为原装物料。

2. 粒度组成

物料中所含的不同粒度颗粒的质量分布状况称为物料的颗粒组成。它反映散粒物料颗粒尺寸大小的均匀程度，用物料颗粒级配百分率和典型颗粒粒度表示。

典型颗粒粒度值根据物料的粒度组成情况不同而分别确定。

(1) 对于颗粒尺寸大小较均匀的分选物料，物料的典型颗粒粒度用平均粒度 d_0 表示，即

$$d_0=\frac{d_{max}+d_{min}}{2} \tag{15-1}$$

(2) 对于原装物料，当粒度级别为$(0.8\sim1)d_{max}$的物料质量大于该批试样总质量的10%时，其典型颗粒粒度 $d_0=d_{max}$；小于或等于10%时，其典型颗粒粒度 $d_0=0.8d_{max}$。

按物料特征，散粒物料的物料特性分为8级，见表15-1。

表 15-1　散粒物料特性分级

级别	粒度 d/mm	粒度类别
1	100～300	特大块
2	50～100	大块
3	25～50	中块
4	13～25	小块
5	6～13	颗粒状
6	3～6	小颗粒状
7	0.5～3	粒状
8	0～0.5	尘状

15.3.2 堆积密度

堆积密度是指散粒物料在自然松散堆积状态下，含颗粒间间隙在内的单位体积物料所具有的质量，单位为"t/m^3"或"kg/m^3"。

物料的堆积密度数值还与其湿度(含水率)有关。

常见物料的堆积密度见表15-4。

15.3.3 流动性

散粒物料的流动性是指其向四周自由流动的特性，用堆积角(自然坡度角)和逆止角来反映。

1. 堆积角

物料的堆积角是指物料从一个规定的高度自由均匀地落下时，所形成的能稳定保持锥形料堆的最大坡角，即自然堆放的料堆表面与水平面之间的最大夹角。堆积角又分为静态堆积角和动态堆积角。物料在正常状态下，在静止平面上自然形成的称为静堆积角 ρ；在运动的平面上形成的称为动堆积角 ρ_d。一般动堆积角 $\rho_d=(0.65\sim0.8)\rho$，可取 $\rho_d=0.7\rho$。

常见物料的堆积角见表15-4。

2. 逆止角

散料通过料仓卸料口连续卸料后剩余在仓内的散料形成的最大坡度角称为逆止角。逆止角由物料特性(如物料粒度、形状、湿度、压实性、黏结性等)决定。依靠物料流动性出仓的储料仓，其储料仓锥体斜面的倾角必须大于逆止角。

15.3.4 内摩擦系数

因散粒物料颗粒间的相互嵌入作用、表面接触而引起的阻碍料层间相对滑移的摩擦力与散料层所受的法向压力之比，称为散料的内摩擦系数。

在相对静止状态下，两料层间的内摩擦系数称为散料的静态内摩擦系数；两料层以一定的速度相对滑移时，料层间的内摩擦系数称为散料的动态内摩擦系数。

15.3.5 外摩擦系数

物料的外摩擦系数是指散粒物料对与之接触的某种固体材料表面之间的摩擦系数，其数值等于该物料对该表面之间的摩擦力与法向正压力之比值。

外摩擦系数又分为静态外摩擦系数和动态外摩擦系数。试验表明，动摩擦系数值大致为静摩擦系数的70%～90%。

15.3.6 磨琢性

对各种散粒物料，可按其莫氏硬度值分为磨琢性不同的4类。部分物料的磨琢性分类可参阅表15-2。

表 15-2 物料磨琢性分类

物料类别	莫氏硬度	物料名称
非磨琢性	1～2	蜡、石墨、滑石、硝酸铵、沥青、冰、膨润土、石膏、硫黄、苏打粉、一般食品、可可、面粉、淀粉、糖等
轻微磨琢性	2～3	熟石灰、黏土、无烟煤、硼砂、酚醛、聚酯、食盐、芒硝、碳酸氢钠、磷酸钠、方解石、铝土矿、一般塑料、云母等
中等磨琢性	4～5	氟石、碳酸镁、磷灰石、石棉、磷酸钙、炭黑等
强磨琢性	6～7以上	正长石、浮石、黄铁矿、石英、二氧化硅、砂、铝土陶瓷等

15.3.7 爆炸危险性

物料粉尘的爆炸危险性取决于粉尘的性质、粉尘的表面积和粉尘在空气中的浓度，同时还要有一定的引爆源。对粉尘爆炸来说，最危险的粉尘粒度范围是5～70μm，如粒度大于150μm，其危险性大为减小；如粒度大于420μm，一般在空气中不爆炸，除非其化学性质不稳定。

空气中含尘浓度很低时，粉尘之间的距离较大，即使一些粉尘着火后也不易传递到其他粉尘上，因而不会引起爆炸。含尘浓度过高时，由于氧气数量相对减少，粉尘不能完全燃烧，也不会引起剧烈爆炸。由此可知，每种易爆粉尘在空气中均有其最低浓度和最高浓度。

粉尘的爆炸性可用爆炸危险级别来表示，见表15-3。按粉尘的起爆敏感性、爆炸猛烈性和爆炸危险性将各种粉尘分为弱、中、强、剧烈4级。

表 15-3 粉尘在空气中的爆炸危险级别

分类	粉尘名称	起爆敏感性	爆炸猛烈性	爆炸危险级别
农牧产品	可可	强	强	强
	咖啡	中	弱	弱
	谷物	强	剧烈	强
	奶粉	强	中等	强
	淀粉	剧烈	剧烈	剧烈
	糖粉	剧烈	剧烈	剧烈
	小麦	强	强	强
	面粉	强	强	强
碳素物	活性炭	弱	中等	弱
	沥青	强	剧烈	强
	炭黑	弱	—	弱
	煤尘	强	中等	强
	焦炭	弱	—	弱
	天然沥青	剧烈	强	剧烈
	石墨	弱		弱
	硬柏油脂	强	中等	强

续表

分类	粉尘名称	起爆敏感性	爆炸猛烈性	爆炸危险级别
金属和矿物质	铝	中等	剧烈	剧烈
	铬	弱	—	弱
	铜	弱	中等	弱
	铁	弱	弱	弱
	镁	中等	中等	剧烈
	锰	弱	弱	弱
	黄铁矿	弱	—	弱
	硫黄	强	—	强
	锡	弱	剧烈	弱
	钛	强	剧烈	剧烈
	锌	弱	弱	弱
塑料和其他	丙烯酰胺	强	中等	强
	丙烯腈	剧烈	剧烈	剧烈
	纤维素	中等	剧烈	强
	醋酸纤维素	强	强	剧烈
	环氧树脂	剧烈	强	强～剧烈
	有机玻璃原料	剧烈	强	强～剧烈
	耐纶	强	强	强～剧烈
	酚醛	强	强	弱～剧烈
	聚乙烯	剧烈	强	强～剧烈
	聚丙烯	强	中等	弱～强
	聚氨酯	剧烈	强	剧烈
	聚酯	强	强	强～剧烈
	树脂	极剧烈	剧烈	—
	橡胶	剧烈	强	弱～剧烈
	苯乙烯	强	强	中等～剧烈
	尿素	弱	—	弱
	锯屑	强	剧烈	强～剧烈

15.3.8 腐蚀性

物料的腐蚀性取决于其酸碱度，用 pH 值来表示。酸碱度 pH 值的范围为 0～14，pH 值等于 7 表示中性，小于 7 表示酸性，数值越小表示酸性越强；大于 7 表示碱性，数值越大表示碱性越强。应详细了解具有腐蚀性物料对不同金属的腐蚀程度。

15.3.9 有毒性

有毒性的物料其毒性有大小之分，有的毒性物料与人体接触会引起疾病，如皮肤发炎、呼吸道疾病等，有的毒性剧烈的物料可能使人中毒死亡。这类物料在输送过程中必须严格防止外泄。

15.3.10 黏结性

物料的黏附性表现为其颗粒之间不仅有内摩擦力，还存在着黏聚力，致使颗粒相互黏结或黏附在输送设备上。影响物料黏附性的因素很多，在设计中，应根据不同情况采取相适应的措施。

15.3.11 易碎性

脆性物料在输送过程中容易发生破碎，而某些物料，如粮谷、食品、焦炭、种子等的破碎将影响其质量甚至报废。因此，在设计中应选择低速输送或采用适当的防止冲击碰撞措施，避免物料破碎损失。

15.3.12 常用散粒物料特性

表 15-4 为常用散粒的物料特性，该表为正常条件和一般物料情况下的物料特性，有时同一种物料的各个特性可能不同，特别是物料的静堆积角和动堆积角，设计时，应考虑特定条件下的特性变化，如湿度、物料长时间储存等。

表 15-4 常用散粒的物料特性

物料名称	堆积密度/(t/m^3)	堆积角/(°)		对钢的摩擦系数	
		动堆积角	静堆积角	动	静
大豆(整粒)	0.56～0.75	31		0.37	
高粱(谷)	0.7～0.76		29～33		
玉米	0.7～0.8	28	35	0.36	0.58
燕麦	0.42	28	35	0.58	

续表

物料名称	堆积密度/(t/m³)	堆积角/(°)		对钢的摩擦系数	
		动堆积角	静堆积角	动	静
小麦	0.7~0.83	25	35	0.36	0.58
大米	0.8~0.82	23~28		0.37	0.58
大麦	0.65~0.75	27	35	0.37	0.58
稻谷	0.55~0.57	35~45		0.33	0.57
棉籽(干燥、除尘的)	0.4~0.6	53	60		
花生仁	0.64		29	0.31	
糖(粉)	0.88	49	55	0.65	
尿素(粒状)	0.78		31		0.58
黑麦	0.75	25	35	0.36	0.58
烟煤	0.75	30	35~45		0.4~0.65
褐煤	0.66~0.78	35	35~50	0.5~0.7	1.0
无烟煤(粒度小于12mm)	0.88	27~30	27~45		
飞灰、煤灰	0.61		35~45		
粗盐	0.85	36			
细盐	0.9~1.3	42	47.7	0.49	0.7
木屑粉	0.42		36		
面粉	0.56~0.67		56	1.0	2.77
水泥	0.9~1.7	35	40~45		0.73
石膏粉(焙烧过)	1.12		40		0.78
土壤(干、松散)	1.22	30	45	1.0	
生石灰粉	1.01	30	43		
熟石灰粉	0.58		43		0.725
无烟煤(洗过的碎煤)	0.96				0.7~0.84
硫酸钾(粉)	0.95		48		
硫酸铵	0.72~0.93		32		
石英砂(粒)	1.36		40		0.75
河砂(干)	1.6	30	30~35	0.58	1.0
型砂(筛过)	1.52	30	45		0.71
炉渣(干、粒)	1.01		45~50		
氧化铝	1.44	35	50	0.57	1.0
焦炭	0.36~0.53	35~50	50	0.57	1.0
谷子	0.6~0.7		29~33		
马铃薯	0.65~0.73	28	35	0.36	0.58
甜菜籽	0.3		39		
砂糖	0.72~0.88		51	0.85	1.0
尿素(粉状)	0.65		43		
磷矿粉	1.47		38		
氯化铵(晶粉)	0.74		65		1.07
硝酸铵(粉)	0.8		42		
碳酸氢铵	0.78		55		1.28
氯化钾(粉)	0.95		50		

续表

物料名称	堆积密度/(t/m^3)	堆积角/(°)		对钢的摩擦系数	
		动堆积角	静堆积角	动	静
硫酸钠(粉)	1.35		48		
硝酸钠	1.1～1.3	24			
陶土	0.32～0.49		54	0.45	0.73
过磷酸钙(粉)	1.2		44		
过磷酸钙(粒)	0.9		33		
球状炭黑	0.36	28		0.45	
粉状炭黑	0.064～0.11		61	0.53	
干黏土(小块)	1～1.5	40	50		0.75
粗砂(干)	1.4～1.9	30	45	0.58	1.0
细砂(干)	1.4～1.9		35～45		
细砂(湿)	1.8～2.1		35～45		
白云石(块)	1.2～2.0	35			
白云石(粉)	1.2	32.5		0.625	
石灰石、砾石	1.5～1.9	30	45	0.58	1.0
木炭	0.29～0.4	35			
无烟煤(统煤)	1.0～1.25		35～40		0.3～0.45
泥煤	0.29～0.5	40	45		
炉灰(干)	0.4～0.6	40	50	0.47	0.84
高炉渣	0.6～1.0	35	50	0.7	1.2
铁矿石(含铁53%～60%①)	2.4～2.9	30～35	40		
铁矿石(含铁小于33%①)	2.2	30～35	38～40		
铁烧结块	1.7～2.0	35	45		
烧结混合料	1.6～1.8	35～40			
球团矿	1.6				
烧结矿返矿	1.4～1.6	35			
磁铁矿	2.5～3.5	30～35	40～45		
赤铁矿	2～2.8	30～35	40～45		
褐铁矿	1.2～2.1	30～35	40～45		
铜矿	1.7～2.1		35～45		
铜烧结块	1.4～1.6	35			
铜铁硫矿	1.9～2.2	36～38			
铜精矿	1.6～1.8	32～35	40		
氧化铜矿(层状)	1.65	38			
锰矿	1.7～1.9		35～45		
锑矿	1.62	36～37			
镁矿(块)	2.2～2.5		40～42		
镁矿(粉)	2.1～2.2		40～50		
铅精矿	1.9～2.4		40		
锌精矿	1.3～1.7		40		
铅锌精矿	1.3～2.4		40		
铝土矿	1.5	33.5			

注：① 质量分数。

第16章

普通带式输送机

16.1 概述

带式输送机主要用于输送散状物料，也能够输送成件物品。如图16-1所示，输送带绕经传动滚筒和改向滚筒形成一个封闭的环形，上下分支输送带由托辊支承限制其挠度，拉紧装置为输送带正常运行提供所需张力。工作时驱动装置驱动传动滚筒，输送带通过传动滚筒施加的摩擦力而运行，物料装载在输送带上和输送带一起运动。带式输送机一般是在端部卸载，利用专门的卸载装置时，也可在中间卸载。



图16-1 普通带式输送机

16.1.1 特点

带式输送机与其他散状物料输送方式（如汽车、铁路输送）相比，有以下优点：

(1) 输送物料种类广泛：可以输送粉状、颗粒状和块状的散状物料。采用特种输送带，还可输送具有腐蚀性、磨损性和高温的物料等。

(2) 输送能力大：由于带宽和带速的增加，目前，最大输送量已近40000t/h。

(3) 输送线路灵活：带式输送机线路布置灵活，除按表16-1推荐的典型线路形式布置外，还可以空间弯曲适应地形变化，降低基建投资。

(4) 灵活多点装卸料：带式输送机可根据工艺流程要求，一点或多点受料，也可以向多点或几个区段卸料。

16.1.2 国内外现状及发展趋势

长距离、高带速、大运量、智能化、绿色环保是带式输送机的发展方向。与汽车、火车等其他输送方式相比，带式输送机不仅具有长距离、大运量、连续输送的特点，而且运行可靠，易于实现自动化和集中控制，且运营费用很低，经济效益十分明显。

表16-2所列为目前带式输送机的发展和应用的部分实例。

目前，对输送量在5000～30000t/h的带式输送机的需求已经屡见不鲜。莱茵褐煤矿（德国）在20世纪七八十年代就使用输送量达37500t/h的带式输送机。目前，国内生产的带式输送机最大输送量达到20000t/h。

表 16-1 带式输送机典型布置图

运输方向	布置形式	图	运输方向	布置形式	图
水平运输	单滚筒传动		向上运输	单滚筒	
				单滚筒凸弧	
	双滚筒传动			单滚筒凹弧	
				单滚筒凸凹弧	
	三滚筒传动			双滚筒	
			向下运输	单滚筒	
				双滚筒	

表 16-2 带式输送机的发展和应用实例

序号	带式输送机参数、特点
1	国外最长输送系统，长度约 $L=100$km，由 11 条带式输送机组成，其中最长的 11.7km。该系统安装在西撒哈拉沙漠中输送磷酸盐，输送能力为 2000t/h，带强 ST2500N/mm。该系统良好运行了 30 年，近来才停止使用
2	河北黄骅港输煤系统带式输送机，由衡阳起运机械有限公司设计。总长 5.6km，带宽 1800～2000mm，带速 4.7m/s，最大输送能力 6700t/h，最大倾角 20°，驱动功率为 4×400kW，拉紧形式为重锤塔架拉紧
3	国内向家坝水电站沙石料输送系统，总长 $L=31.1$km，由带宽 1200mm，带速 4m/s 的 5 条带式输送机组成，系统输送能力为 3000t/h，其中最长的一条 8298m。该系统线路较复杂，主要布置在隧道中(约 27km)，变倾角穿越高山、沟溪等
4	世界上单机最长的带式输送机 $L=19$km，由罗宾斯公司为美国铝公司(Alcoa)提供，安装在得克萨斯 Rockdale，用于连接两个混煤站。设计输送能力为 1090t/h，带速 7m/s，有 10 个水平转弯，3 个驱动站，装机功率为 5×560kW，其中尾部一套，头部及中部各两套
5	国内单机最长的带式输送机 $L=15.8$km，由句容台水泥有限公司 1997 年投建，由法国 REI 公司设计，主要用于输送石灰石。设计输送量为 1200t/h，带速为 4.37m/s

16.1.3 通用带式输送机分类及编号

中国普通带式输送机的发展经历了 TD62、

TD75、DX、DTⅡ、DTⅡ(A)型等系列，目前，采用较多的是DTⅡ型和DTⅡ(A)型，而TD75、DX型应用逐渐减少。设计者可根据输送线路、输送物料的种类及其特性、环境条件、装卸地点要求等因素，通过设计计算，按照部件型谱选定其主要部件，再通过对输送机各种可能出现的工况进行分析，验证系统的可用性，最终完成整机设计。

16.2 主要部件

带式输送机基本组成如图16-2所示。

16.2.1 牵引构件(承载构件)

输送带是带式输送机的牵引构件和承载构件，早期用皮革或皮革加纤维织物之类的材料直接制成，现在采用高强度的骨架等和保护它们的覆盖胶构成。输送带是带式输送机的关键部件，要求具有较高的抗拉强度，基本形态为平形，是一种标准化、国际化的产品。

一般来说，输送带的拉伸强度为50～8000N/mm；厚度为0.5～40mm；宽度为100～4000mm；工作温度在－50～＋250℃之间。普通用途输送带的工作环境温度，通常以－25～40℃作为选择界限，当低于－25℃时，应选用耐寒输送带；被输送的物料温度高于60℃时，应选用耐热输送带；高于125℃时，应选用耐高温输送带。织物芯输送带设计使用寿命大于5年；钢绳芯输送带设计使用寿命为15～20年。

输送带常见的分类法有：

(1) 按骨架材料分，有织物芯带、钢绳芯带和塑料带等；

(2) 按外观分，有光面带、浅花纹带、深花纹带、挡边带、挡板带、有轨导向带、管形带和扇形带等；

(3) 按特性分，有普通带、耐寒带、耐热带、耐油带、耐酸碱带、导静电带、阻燃带和食品用带等；

(4) 按拉伸强度等级分，有低于500N/mm的轻型带、630～2000N/mm的中等强度带、大于2000N/mm的高强度带和大于5000N/mm的超高强度带。

1. 织物芯输送带

织物芯输送带依织物芯层不同可分单层式、双层式、多层式和整芯式。

图16-3(a)所示为通用带式输送机织物芯输送带的主要结构形式，带芯由数层织物构成。层与层之间靠橡胶黏结，上下用橡胶覆盖层加以保护。表16-3为织物芯输送带规格及技术参数。其中CC型骨架的经向和纬向都是棉纤维，NN型骨架的经向和纬向都是Nylon-66(聚酰胺)，EP型骨架的经向为聚酯(Polyester)、纬向为Nylon-66(聚酰胺)。

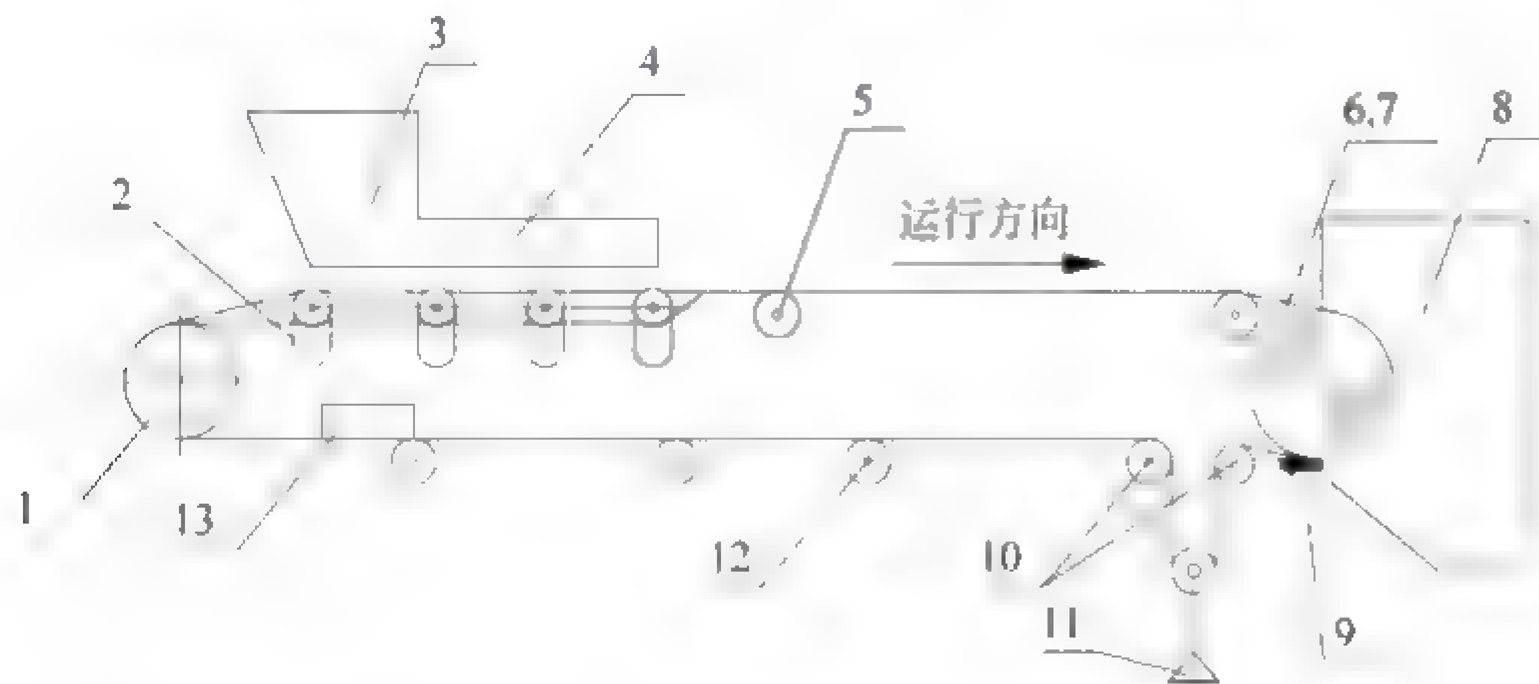
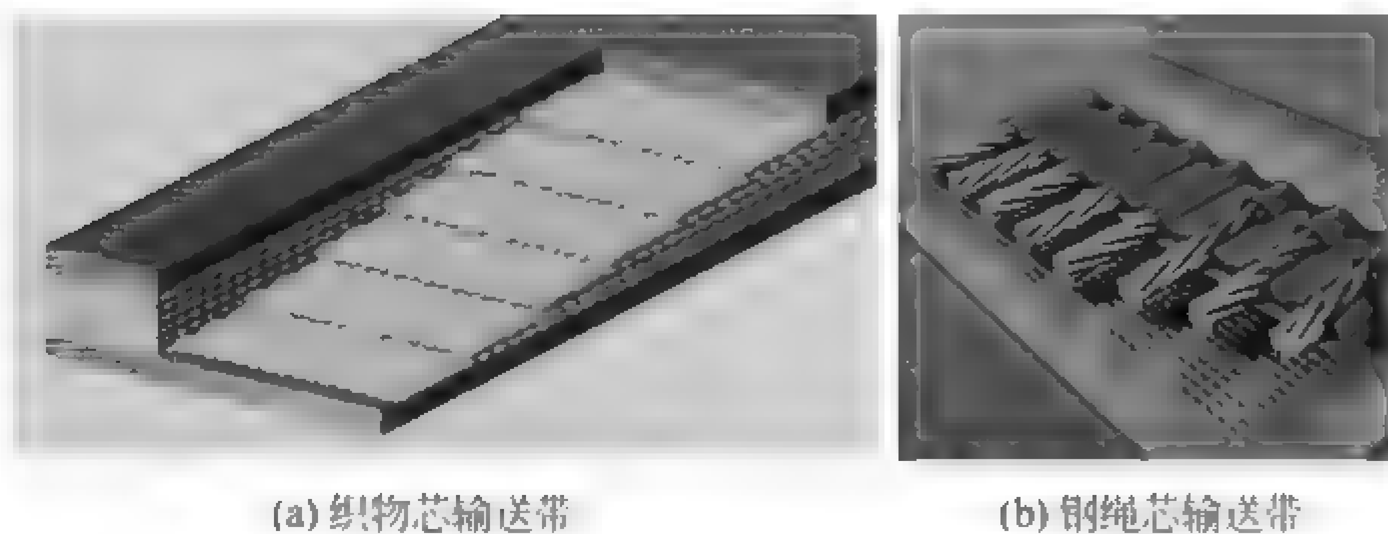


图16-2 带式输送机基本构造

1—改向滚筒；2—缓冲托辊组；3—加料漏斗；4—导向槽；5—上托辊组；6—传动装置；7—传动滚筒；8—头部罩壳；9—头部清扫器；10—改向滚筒；11—拉紧装置；12—下托辊组；13—空段清扫器



(a) 织物芯输送带　　(b) 钢绳芯输送带

图 16-3　输送带典型结构形式

表 16-3　织物芯输送带的规格及技术参数

芯层材料	输送带型号	扯断强度/(N/mm)	每层质量/(kg/m²)	每层厚度/mm	伸长率(定负荷)/%	带宽范围/mm	层数范围	覆盖胶厚度/质量/[mm/(kg/m²)]	
								上	下
棉帆布	CC-56	56	1.5	1.36	1.5～2	500～1400	3～8	1.5/1.70	
尼龙帆布	NN-100	100	1.0	1.02	1.5～2	500～1200	2～4	3.0/3.40	1.5/1.70
	NN-150	150	1.1	1.12	1.5～2	650～1600	3～6		
	NN-200	200	1.2	1.22	1.5～2	650～1800	3～6	4.5	
	NN-250	250	1.3	1.32	1.5～2	650～2200	3～6		
	NN-300	300	1.4	1.42	1.5～2	650～2200	3～6	5.10	
聚酯帆布	EP-100	100	1.2	1.22	～1.5	500～1000	2～4	6.0/6.80	3.0/3.40
	EP-200	200	1.3	1.32	～1.5	650～2200	3～6		
	EP-300	300	1.5	1.52	～1.5	650～2200	3～6	8.0/9.50	

橡胶保护层及芯层因所输送散状物料特性的不同而异。整芯输送带的带芯为整体编织，多为化学纤维制成，其优点是厚度小、弹性较大，耐冲击性能好、柔性较好，同时，由于不分层，在较大弯曲时不会产生层间开裂现象，张力与伸长更易达到平衡，机械接头强度也高，这些特点适合于矿井下复杂的工作条件。

棉帆布织物芯输送带一般用于小型带式输送机，当带芯的层数过多时其成槽性能差。但是，其横向强度一般比钢绳芯输送带大。因而，当输送物料可能冲击输送带造成输送带击穿和撕裂时，一般应优先采用织物带。

整芯输送带可分为 PVC 型和 PVG 型。PVC 型上下覆盖层均为 PVC 盖胶，PVG 型上下覆盖层均为丁腈橡胶和 PVC 并用。PVC 输送带输送倾角小于 16°，PVG 输送带输送倾角小于 20°，PVG 型输送带与物料之间具有更大的摩擦系数，适合于倾角较大的场合。

表 16-4 为 PVC 型输送带规格及技术参数，表 16-5 为 PVG 型输送带规格及技术参数。

2. 钢绳芯输送带

钢绳芯输送带如图 16-3(b)所示，是由细钢丝绳作为带芯，外加覆盖胶制成。普通钢绳芯输送带由于横向强度较低，在外界因素作用下，存在被横向撕裂的可能，为提高输送带的横向强度和刚度，有的在其上下覆盖层下设有钢网，可起到缓冲作用，也具有防止被纵向撕裂的作用；另一种防撕裂方法是在上覆盖层下设横向合成芯，以提高其防纵向撕裂的性能。在钢绳芯输送带中，钢丝绳的质量是决定输送带使用寿命的关键因素之一。

表 16 6 为钢绳芯输送带规格及技术参数。

表 16-4 PVC 整体带芯输送带规格及技术参数

技术参数 \ 规格型号		680/1[①]	800/1	1000/1	1250/1	1400/1	1600/1	1800/1	2000/1	680S[②]	800S	1000S	1230S	1400S
纵向拉伸强度/(N/mm)		750	860	1080	1325	1500	1680	1900	2150	750	860	1080	1325	1500
带厚/mm		10	10.2	10.7	12	13.4	14	14.8	16.5	8.5	8.7	9.3	10.5	11
上覆盖胶厚度/mm		1.6	1.6	1.6	1.6	2.1	2.1	2.1	2.1	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
下覆盖胶厚度/mm		1.6	1.6	1.6	1.6	2.1	2.1	2.1	2.1	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
输送带质量/(kg/m)	B=650mm	8.71	8.91	9.36	10.4	11.7	12.36	13	14.65	7.48	7.48	8.13	9.1	9.43
	B=800mm	10.72	10.96	11.52	12.8	14.4	13.2	16	18	9.2	9.2	10	11.2	11.6
	B=1000mm	13.4	13.7	14.4	16	18	19	20	22.5	11.5	11.5	12.5	14	14.5
	B=1200mm	16.8	16.44	17.28	19.2	21.6	22.8	24	27	13.8	13.8	15	16.8	17.4
	B=1400mm	18.76	19.18	20.10	22.4	25.2	26.6	28	31.5	16.1	16.1	17.5	19.6	20.3
	B=1600mm	21.44	21.92	23.04	25.6	28.8	30.4	32	36	18.4	18.4	20	22.4	23.2
	B=1800mm	24.12	24.66	25.92	28.8	32.4	34.2	36	40.5	20.7	20.7	22.5	25.2	26.1
	B=2000mm	26.8	27.4	28.8	32	36	38	40	45	23	23	25	28	29
	B=2200mm	29.48	30.14	31.68	35.2	39.6	41.8	44	49.5	25.3	25.3	27.5	30.8	31.9
	B=2400mm	32.16	32.88	34.56	38.4	43.2	45.6	48	54	27.6	27.6	30	33.6	34.8

注：① 耐热带，分 1 型 100℃、2 型 125℃、3 型 150℃；

② 阻燃带，具有阻燃和抗静电性能。

表 16-5 PVG 整体带芯输送带规格及技术参数

技术参数 \ 规格型号		680/1[①]	800/1	1000/1	1250/1	1400/1	1600/1	1800/1	2000/1	2500/1	3150/1
纵向拉伸强度/(N/mm)		750	860	1080	1325	1500	1680	1900	2150	2700	3300
带厚/mm		10	10.2	10.7	12	13.4	14	14.8	16.5	22	23.5
上覆盖胶厚度/mm		1.5	1.5	1.6	1.6	2.1	2.1	2.1	3.1	6.1	6.1
下覆盖胶厚度/mm		1.5	1.5	1.6	1.6	2.1	2.1	2.1	2.1	3.1	3.1
输送带质量(kg/m)	B=650mm	8.5	8.8	9.23	10.4	11.57	12.03	12.68	14.3	19.5	24.7
	B=800mm	10.6	10.9	11.36	12.8	14.24	14.8	15.6	17.6	24	30.4
	B=1000mm	13.3	13.6	14.2	16	17.8	18.5	19.5	22	30	38
	B=1200mm	15.96	16.32	17.04	19.2	21.36	22.2	23.4	26.4	36	45.6
	B=1400mm	18.62	19.04	19.88	22.4	24.92	25.9	27.3	30.8	42	53.2
	B=1600mm	21.28	21.76	22.72	25.6	28.48	29.6	31.2	35.2	48	60.8
	B=1800mm	23.94	24.48	25.56	28.8	32.04	33.3	35.1	39.6	54	68.4
	B=2000mm	26.6	27.2	28.4	32	35.6	37	39	44	60	76
	B=2200mm	29.26	29.93	31.24	35.2	39.16	40.7	42.9	48.4	66	83.6
	B=2400mm	31.92	32.64	34.08	38.4	42.72	44.4	46.8	52.8	72	91.2

注：①耐热带，分 1 型 100℃、2 型 125℃、3 型 150℃。

表 16-6　钢绳芯输送带规格及技术参数

项目＼规格/mm	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	4500	5000
纵向拉伸强度/(N/mm)	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	4500	5000
钢丝绳最大直径/mm	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.5	8.1	8.6	9.1	10
钢丝绳间距/mm	10	10	12	12	12	12	15	15	17	17	18
带厚/mm	13	14	16	17	17	20	22	25	25	30	30
上覆盖胶厚度/mm	5	5	6	6	6	8	8	8	8	10	10
上覆盖胶厚度/mm	5	5	6	6	6	6	6	8	8	10	10
带宽/mm	钢丝绳根数										
800	75	75	63	63	63	63	50	50	—	—	—
1000	95	95	79	79	79	79	64	64	56	57	53
1200	113	113	94	94	94	94	76	76	68	68	64
1400	113	113	111	111	111	111	89	89	89	80	75
1600	151	151	126	126	126	126	101	101	91	91	85
1800	—	171	143	143	143	143	114	114	103	102	96
2000	—	—	159	159	159	159	128	128	114	114	107
2200	—	—	176	176	176	176	141	141	125	125	118
2400	—	—	192	192	192	192	153	153	136	136	129
输送带质量/(kg/m^2)	19	20.5	23.1	24.7	27	34	36.8	42	49	53	58

3. 输送带性能与安全系数

输送带性能可通过输送带拉伸强度、伸长特性、纵向弯曲、成槽性、抗冲击及撕裂性能、摩擦、磨损等性能来表示。在选择输送带时考虑的最重要的性能参数是拉伸强度。拉伸强度的大小取决于所用骨架材料的种类和强度，可近似地按织物层的总强度或钢丝绳单根强度的总和来计算。但由于输送带破断在沿带的厚度和宽度方向具有非均匀性，且使用中各部位受外界作用不同，以及接头等因素的影响，输送带的真实强度比计算值要低得多。因此，在设计中计算拉伸强度时必须考虑储备因数(安全系数)。

安全系数是输送带的拉伸强度与最大工作张力之比。与安全系数有关的因素有：输送物料的情况、传动滚筒包角的大小、启动条件、运转周期、输送带特征(如骨架材质、输送带结构和接头形式等)等。为了应用方便，通常只给出一个安全系数的范围。

一般织物芯输送带的安全系数为 10～20，具体为：

(1) 普通带为 10；

(2) 高强力带为 10～14；

(3) 耐热带为 15～20。

钢绳芯输送带可取 7～9，当带式输送机采取可控软启、制动措施时，可取 5～7。

4. 输送带的接头形式

绝大多数输送带在工作现场根据需要连接成环形。就整个输送带而言，接头是最薄弱的环节。因此，输送带的接头必须尽可能保持输送带的最大拉伸强度和耐挠曲性能，工艺还需简便，并能尽快安装使用。

织物芯输送带的接头形式有机械接头、硫化接头、胶粘接头 3 种。钢绳芯输送带只能采用硫化接头。

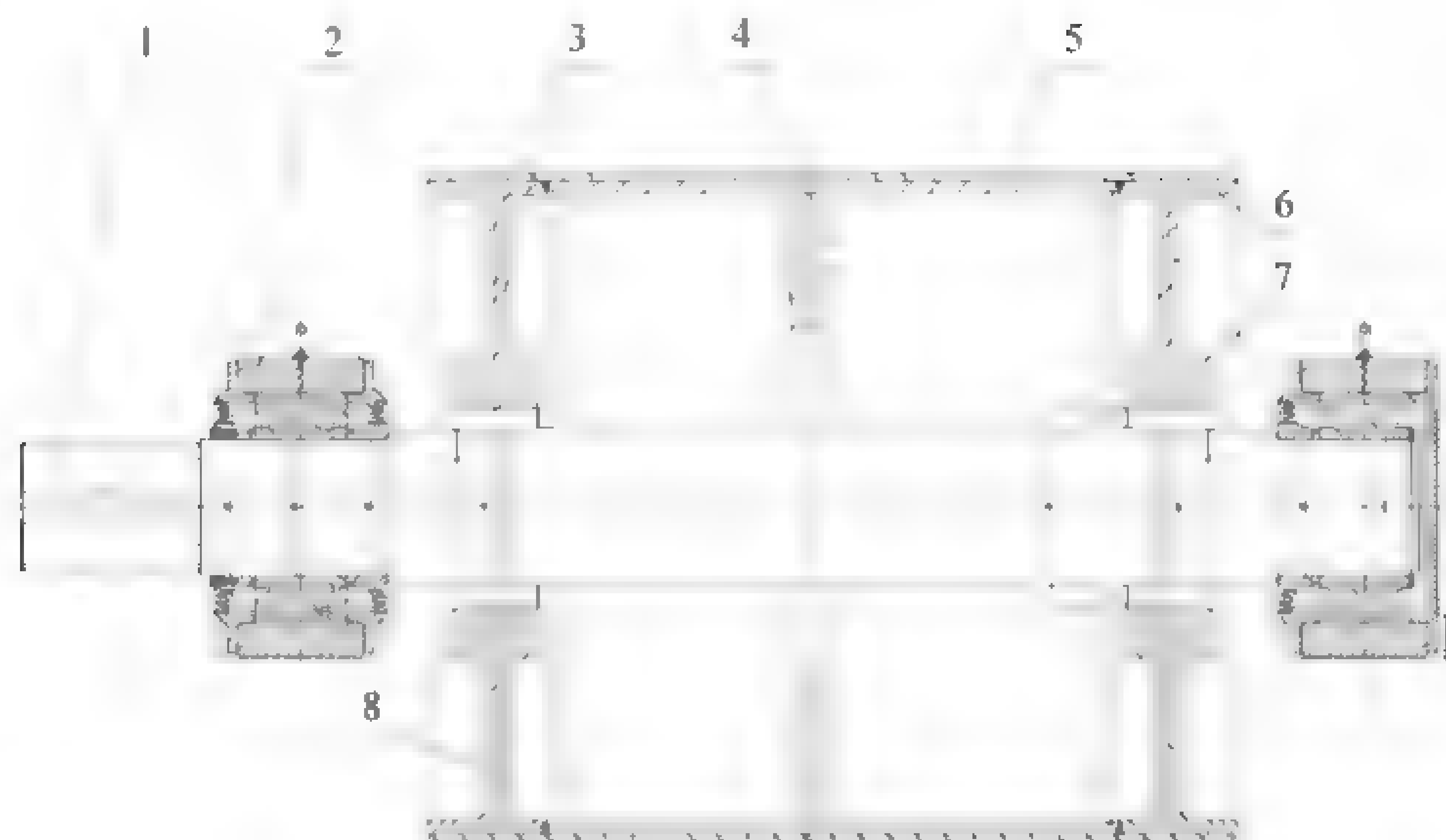


图 16-4 滚筒组的结构简图

1—轴；2—轴承座；3—变截面辐板；4—加强筋；5—包胶；6—筒壳；7—轮毂；8—等截面辐板

16.2.2 传动装置

1. 传动滚筒

1）组成

传动滚筒由滚筒轴、轴承座、辐板（变截面或等截面）、筒壳、轮毂等部分组成，如图 16-4 所示。轮毂和滚筒轴之间可以采用键（或环形锁紧器、胀套等）连接。传动滚筒的主要作用是将传动装置提供的扭矩传递到输送带上。一般地，传动滚筒的表面覆盖有橡胶或陶瓷等材料，以增大与输送带间的摩擦系数。滚筒轴承一般用球面滚子轴承、调心滚子轴承等。

2）分类

（1）按驱动方式分类

① 外驱动式：驱动装置直接同传动滚筒输入轴相连。

② 内驱动式：又称为电动滚筒，驱动装置全部放在传动滚筒内。如果仅将减速装置装入滚筒内，则称为齿轮滚筒，或称外装式减速滚筒，适用于较大功率的带式输送机。

（2）按轴承内孔大小和载荷分类

① 轻型：孔径为 50～100mm。轴与轮毂采用过盈配合（或配单键）连接，辐板与筒壳全焊。

② 中型：孔径为 120～180mm。轴与轮毂用环形锁紧器（胀套）连接，辐板与筒壳全焊。

③ 重型：孔径为 200～220mm。轴与轮毂用环形锁紧器（胀套）连接，铸焊辐板与筒壳焊接，即筒壳的一部分、辐板和轮毂铸成一体后与筒壳的另一部分焊接。

（3）按外形分类

① 鼓形滚筒：如图 16-5 所示，用钢板卷圆焊接再加工而成，中间部分筒径大于两边筒径约几毫米，其目的是防止输送带跑偏。

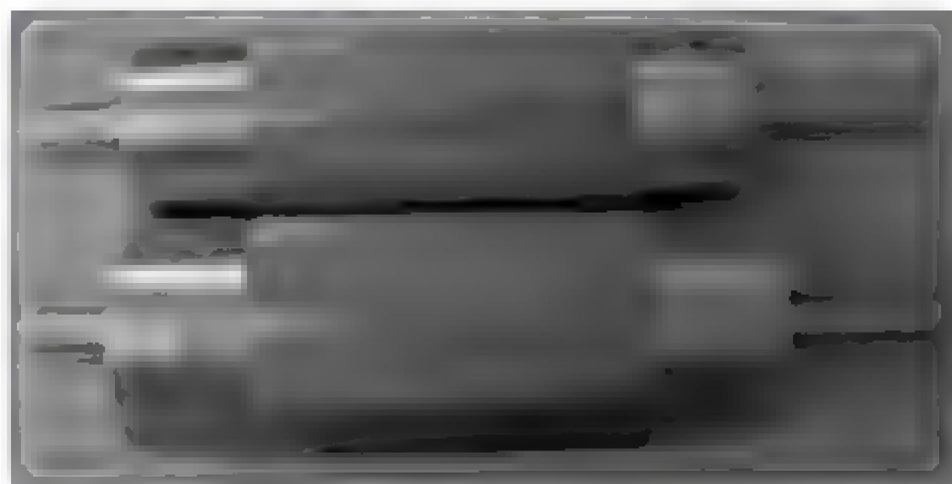


图 16-5 鼓形滚筒

② 翼形（叶片式）滚筒：如图 16-6 所示，又称为自清扫滚筒，由许多横向叶片组成，目的是便于清洁输送带。如果将叶片改为圆钢棒，则称为棒式滚筒。也可以将圆柱形钢筒上开上横槽，同样可以起到自清扫作用，称为格栅滚筒。

③ 沟槽胶面滚筒：滚筒的表面包上具有菱形、人字形、直线形、环形、梯形等沟槽的胶面，则分别称为菱形胶面、人字形胶面等各种胶面形状的滚筒，其目的是便于排出黏着物

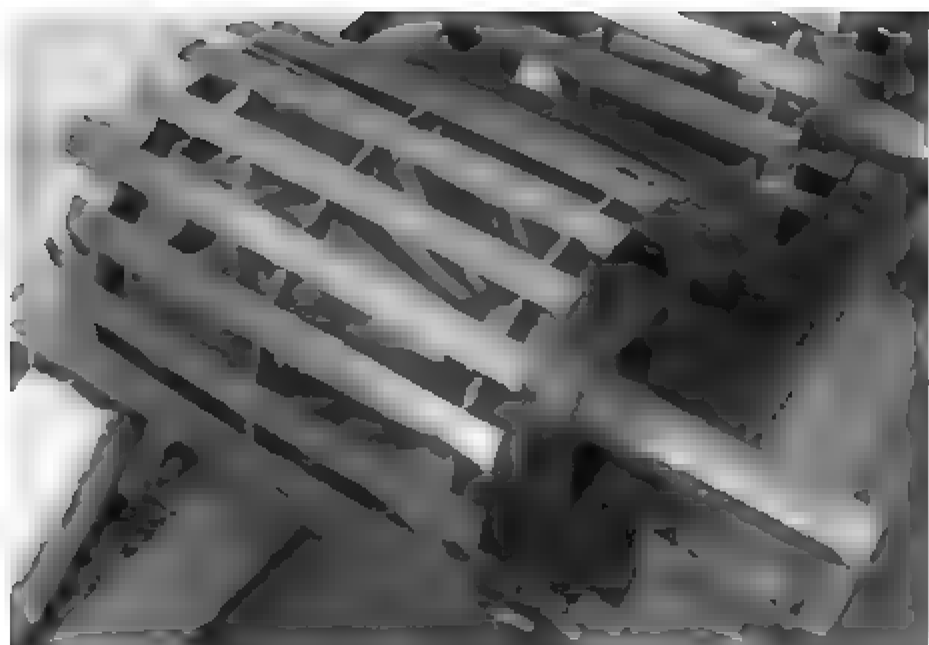


图 16-6　翼形滚筒

料，增大摩擦系数。传动滚筒包胶面常选用菱形和人字形。人字形沟槽包胶滚筒有方向性，不得反向运转。菱形包胶滚筒没有方向性，滚筒可正反转，特别适用于可逆带式输送机。

(4) 按功能分类

① 真空滚筒：滚筒装有真空泵或外接真空泵，使输送带同滚筒接触包角之间形成真空，增大吸附力。由于结构复杂，真空滚筒尚未得到推广。

② 磁力滚筒：滚筒内装有磁铁，如输送带下层为磁性覆盖胶，根据异性相吸作用，增大吸附力。当使用普通输送带时，磁力滚筒具有除铁功能。

③ 轮胎滚筒：滚筒外面由许多充气轮胎构成，轮胎表面带有沟槽。各轮胎充气压力不同时，也起到鼓形滚筒作用。

④ 陶瓷滚筒：滚筒包胶表面由许多陶瓷片镶成，一方面可以增大摩擦力，另一方面便于清扫。陶瓷片也可做成插接式，以便于更换。

3) 连接

胀套连接是一种广泛应用于重型载荷作用下机械连接的方法。胀套的结构如图 16-7 所示。其原理是旋转紧定螺钉时，前压环和后压环互相靠近，迫使带开口的外环胀大，内环缩小，从而使轴与轮毂形成过盈配合，达到连接的目的。

2. 启动装置

长距离大运量带式输送机常用的软启动装置主要有以下几种：液压驱动、变频器、可控启动装置、液黏软启动装置、液力耦合器等。

1) 液压驱动

液压驱动系统一般包括动力站、液压马达、液压管路和控制系统(以 HAGGLUNDS 液压驱动系统为例)。

(1) 液压动力站：将电能转换成液压动力以供马达。

(2) 液压马达：输出扭矩，将液压动力转换成机械能。

(3) 液压管路：将液压动力站与液压马达连接，用于系统输送液压动力。

(4) 控制系统：液压动力站内 SPIDER 控制器，对液压系统进行控制和检测。

HAGGLUNDS 液压马达结构如图 16-8 所示，为径向柱塞式，壳体固定，液压缸体/空心轴旋转。液压缸体安装在壳体中的滚柱轴承上。偶数个柱塞均布于液压缸体的径向柱塞孔中，配流盘实现对工作柱塞的准确配流。当液压力作用在柱塞底部时，柱塞通过凸轮滚子将力传递到凸轮环的斜面上。因凸轮环与壳体固定在一起，而壳体固定，所以凸轮滚子将凸轮环的反作用力传递到柱塞上，反作用力在垂直于柱塞中心线上的分力对柱塞产生扭矩，因此液压缸体和柱塞一起产生旋转，同时扭矩正比于系统压力。

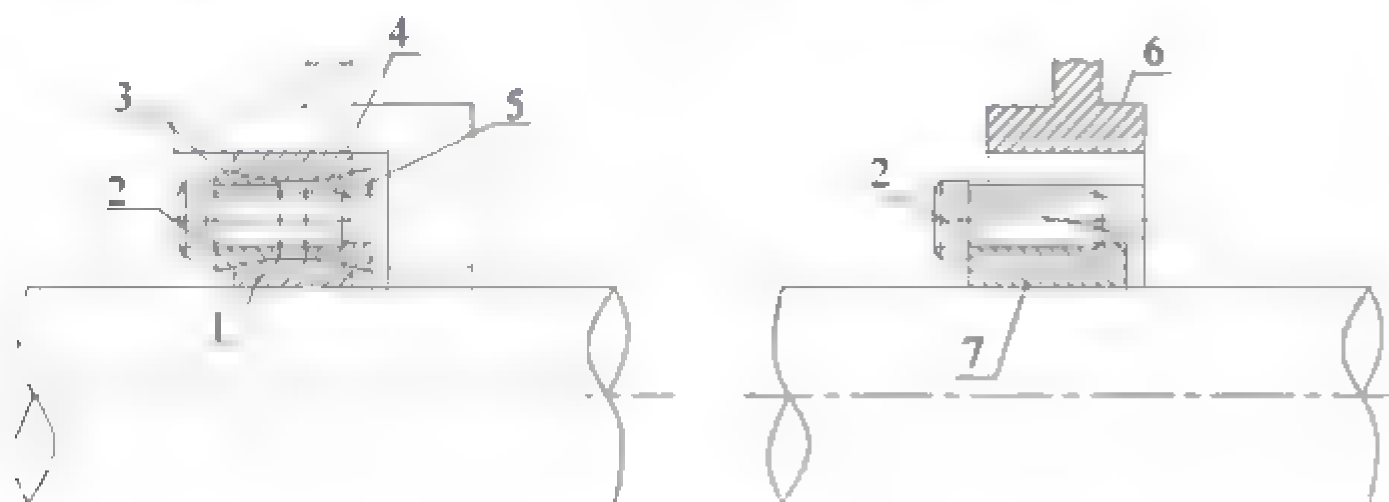


图 16-7　胀套结构

1—内环；2—紧定螺钉；3—前压环；4—外环；5—后压环；6—轮毂；7—锥形衬套

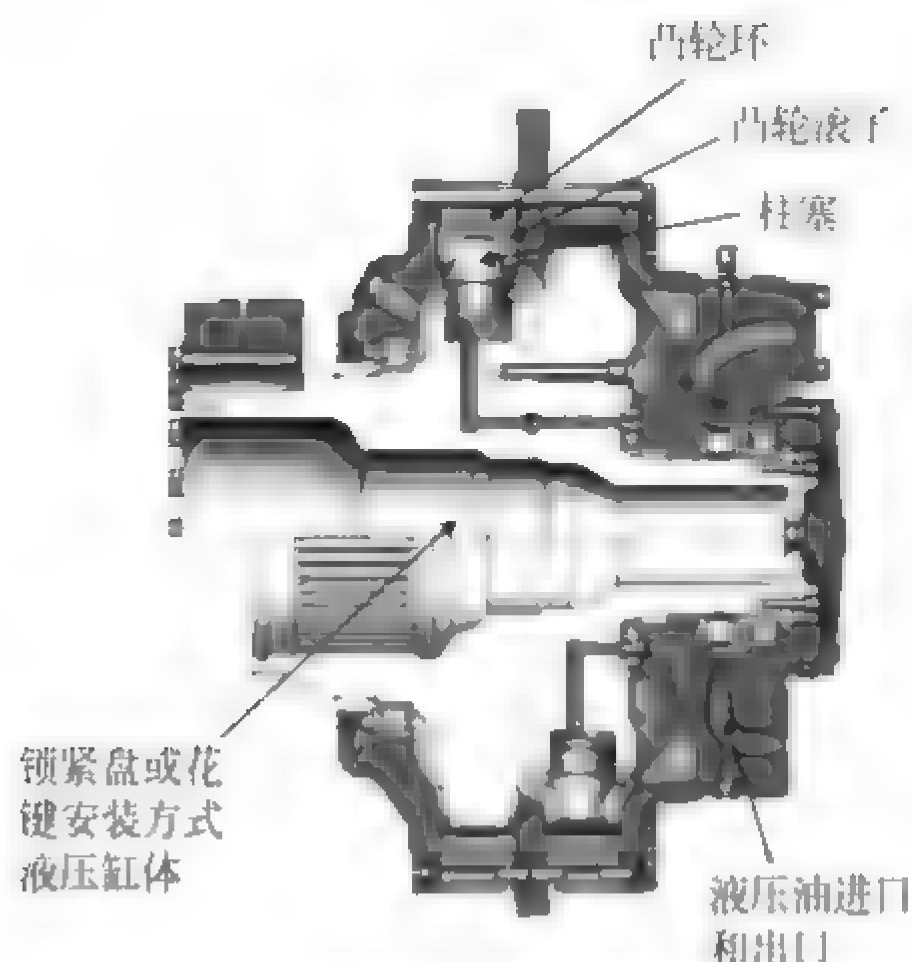


图 16-8 HAGGLUNDS 液压马达结构

液压驱动系统具有以下优点：无级调速，可快速、频繁启停，对电网冲击小；启动扭矩大，启动能力强，抗过载能力强；设备质量可靠，使用寿命长，故障率低，维护量小，维护费用低；安装方便，操作简易；节能环保等。

2）变频器

变频调速通过改变电动机电源频率来达到速度调节的目的。

变频器驱动系统具有以下优点：

(1) 调速性能好，根据电动机负载的变化实现自动、平滑地增速、减速，以适应不同的生产率要求，在真正实现带式输送机系统软启动的同时，使系统达到绿色节能的效果；

(2) 实现带式输送机多电动机驱动时的功率平衡，系统效率较高，有利于节能；

(3) 启动平滑，转矩大，没有冲击电流，能适应频繁启停工况，能够实现"零速满扭矩"启动，低速启动性能好，降低输送带强度要求。

3）可控启动装置

可控启动装置(controlled start transmission system，CST)是国外进口产品，将行星减速器与液体黏性湿式离合器做成一体。其结构紧凑，体积小，启动平稳，加速度、减速度可控。

但这种系统制作工艺复杂，加工要求高，需要专用液压油，成本和投资大，调试过程复杂，维护费用较高，一般用于大型带式输送机。

4）液黏软启动装置

液黏软启动装置是利用液体的黏性即油膜剪切力来传递扭矩的，启动过程在一定范围内可控。缺点是多机联动时的性能不稳定。

5）液力耦合器

液力耦合器主要是以液体为介质传递功率的软启动装置。常用于带式输送机上的液力耦合器有调速型和限矩型两种。调速型液力耦合器可以使带式输送机的启动可控。但对于需要恒转矩的带式输送机设备，这两种液力耦合器均有不足之处。

采用调速型液力耦合器作为软启动传动装置可以做到延长启动时间、改善输送机满载启动性能。

限矩型液力耦合器能起到柔性联轴器的作用，实现电动机空载启动、过载保护等作用。但启动加速度不可控，通常被用在小型输送机上。

3. 制动装置

1）制动器选型原则

依据长距离、大运量带式输送机的工作特点，制动器的选型应考虑以下几个原则：

(1) 考虑输送机的工作重要性。当输送机工作场所十分重要时，应重点考虑可靠性配置，采用可实现制动可控的盘式制动系统等。

(2) 考虑输送机制动力矩大小。输送机长度短、输送量小、制动力矩小，相应动载冲击小，可选用普通推杆制动器；否则，应选用可控制动器，如可控盘式制动系统。

(3) 考虑输送机带速。当输送机带速高时，应选用可控制动系统，或者选用液力或液压制动器，先实现降速，速度降低以后，再进行定车制动。

(4) 考虑输送机动载荷大小。动载荷较大时，必须采用可控制动系统。

(5) 考虑输送机经济性。性能要求越好，投资价格越高。一般情况选用可控盘式制动系统，既可实现可控制动，又能实现定车，且结构简单，相应投资也较小。

2）制动器分类

针对带式输送机的制动技术要求，目前国

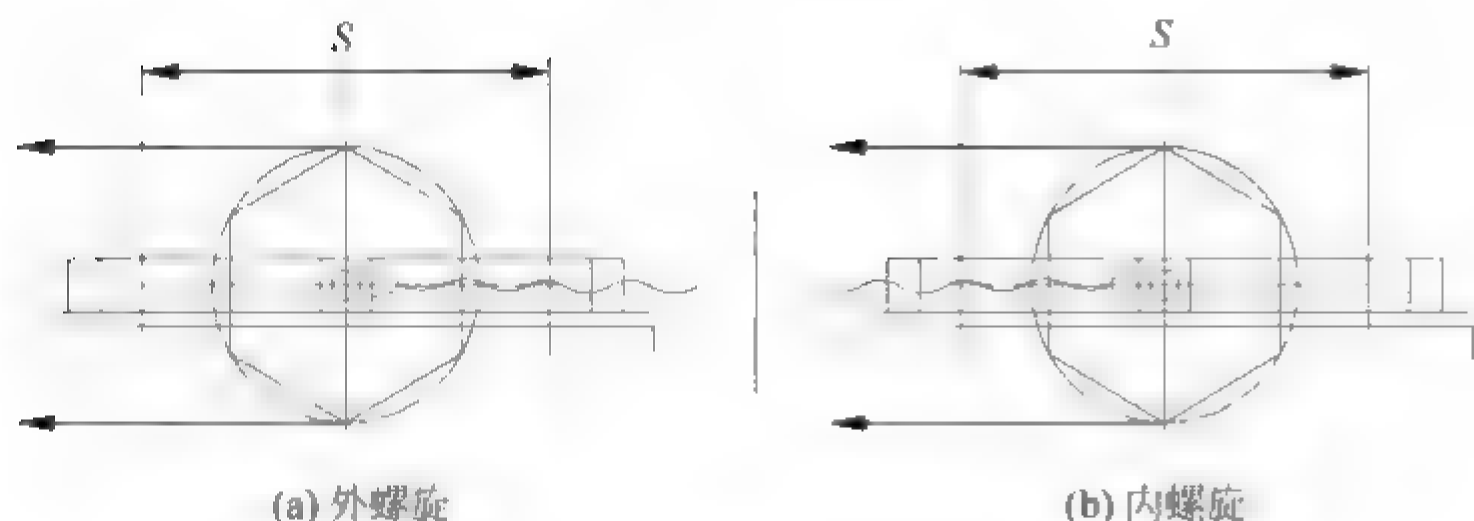


图 16-9　螺旋拉紧装置

内已应用和开发研究成的大功率可控制动装置主要有以下几种：可控盘式制动系统、液压制动器、液力制动器和湿式制动器等。

(1) 可控盘式制动系统。采用液压系统和弹簧等对制动钳作用在制动盘上的压力进行调节，从而调节制动系统的制动力。这一调节过程可以是连续的，目的是使带式输送机的制动过程符合相关设计规范的要求，保证带式输送机平稳、安全地运行。

(2) 液压制动器。通过输送机系统带动液压泵产生阻尼力矩，当阻尼力矩足够大时，就会制动输送机，实现停机。

(3) 液力制动器。液力制动系统主要由带泵轮、涡轮的液力制动耦合器和液压冷却控制组成。

(4) 湿式制动器。湿式制动器主要用于防爆的场合，是利用摩擦片在黏性液体中的摩擦力来传递力矩，采用常闭式结构。

16.2.3　拉紧装置

挠性牵引构件的输送机械必须有拉紧装置，其作用为：

(1) 补偿牵引构件在工作过程中的伸长；

(2) 保证牵引构件有足够的初张力。

常用的拉紧装置有以下几种。

1. 螺旋拉紧装置

螺母与滚筒轴承座相连，人力拧动螺杆时，螺杆旋转带动螺母、轴承座及滚筒运动，达到拉紧目的，见图 16-9。

2. 重锤拉紧装置

分车式重锤拉紧装置和垂直重锤拉紧装置两种。

1) 车式重锤拉紧装置

拉紧改向滚筒支承在小车上，小车置于尾架的道轨上，然后用重锤拉紧，如图 16-10 所示。

图 16-10　车式重锤拉紧装置

2) 垂直重锤拉紧装置

垂直重锤拉紧装置如图 16-11 所示，该装置要有足够的空间，比较适合于线路布置为倾斜输送时。

(a)　(b)

图 16-11　垂直重锤拉紧装置

3. 弹簧式拉紧装置(见图 16-12)

为克服螺旋拉紧装置拉紧力变化的缺点，适应张力的变化而采用了弹簧式拉紧装置。这种拉紧装置靠弹簧力来调整拉紧力。

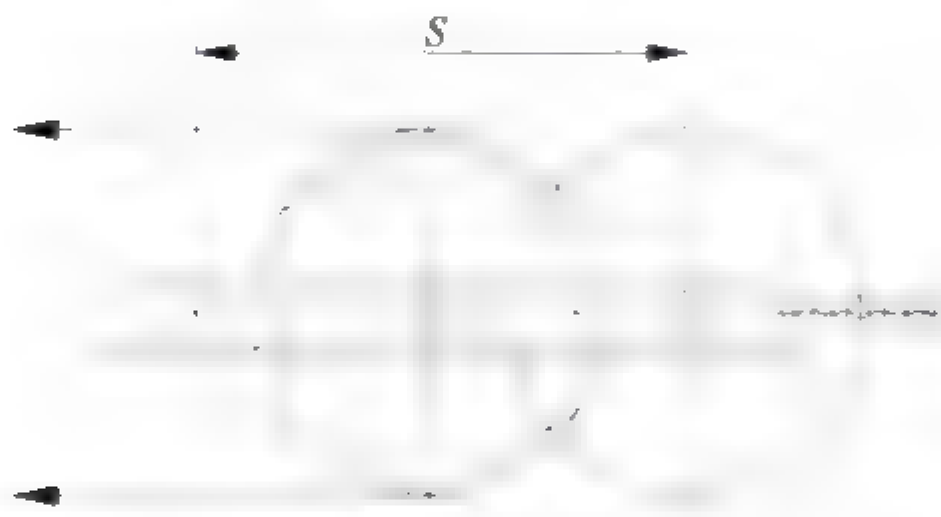


图 16-12 弹簧式拉紧装置

4. 液压拉紧装置

液压拉紧装置具有以下特点：

(1) 拉紧行程调整范围大，静态拉紧由绞车(可配置变频驱动调速，实现快速响应)实现，动态拉紧由拉紧液压缸完成；

(2) 具有手动、自动两种工作方式，拉紧力无级可调，调整过程中的钢丝绳动态力可通过绞车的软制动进行平衡、调节。

液压拉紧装置构成及布置示意图如图 16-13 所示。

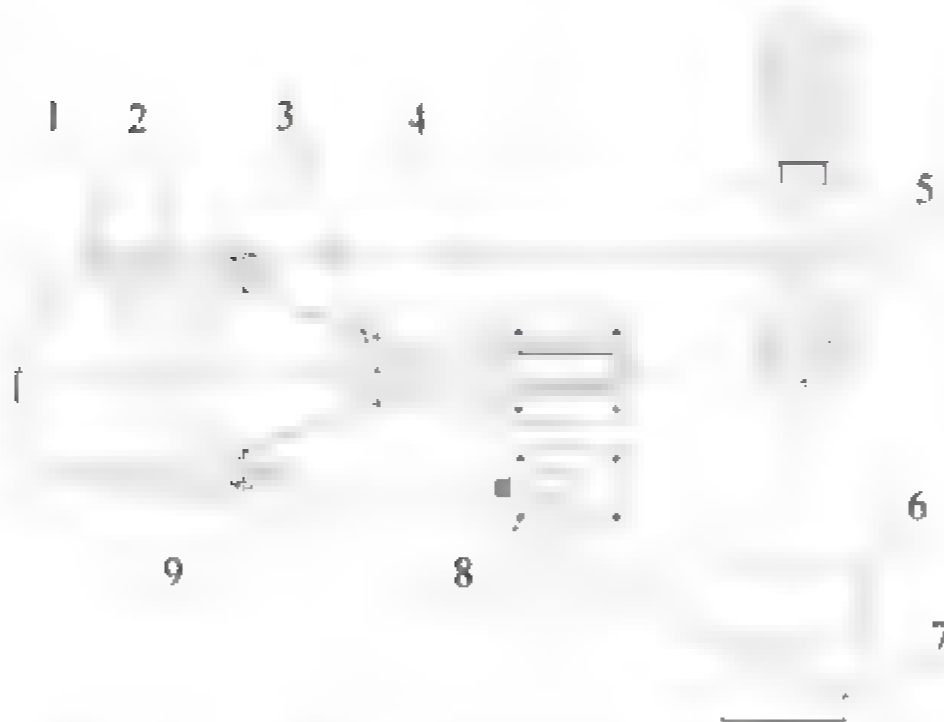


图 16-13 液压拉紧装置构成及布置示意图

1—输送带；2—拉紧小车；3—动滑轮；4—拉紧液压缸；5—绞车；6—液压站；7—电控站；8—测力液压缸；9 拉紧小车滑轮

对大型带式输送机进行控制(尤其是启动、正常或紧急制动)时，调速驱动系统、自动拉紧装置、可控制动系统等需要协调工作，才能保证输送带内的动张力不超出设计的要求，同时也可使输送机的钢结构和其他零部件工作在设计许可的范围内，保证输送机乃至整个系统的安全运行。

16.2.4 卸载装置

1. 头部滚筒卸料

(1) 卸成件物品时，可设置溜槽、辊道或其他导料装置。

(2) 卸散状物料时，如果不需控制物流方向，则不需辅助装置；如果要控制料流方向，则需将散状物料卸到一特制的导流罩内。导流罩的具体尺寸、形状应根据散状物料运动的具体条件确定，保证散状物料对导流罩内壁无过大的冲击。为求得导流罩的合理形状、尺寸，必须先确定由滚筒抛下的物料轨迹及其轮廓。

2. 犁式卸料器

犁式卸料器的高度小，结构简单，重量小，成本低，但对输送带磨损严重，输送带易撕裂。一般用于输送线路上一点或多点卸料，可分为单向犁式卸料器和双向犁式卸料器。

3. 卸料小车(抛料小车)

卸料小车可在任意一点卸载，适用于大运量、长距离输送的场合。

16.2.5 支承装置

为减小输送带的运行阻力和限制输送带的垂度，输送带需要通过托辊组进行支承，托辊组通常由辊子及其支架构成。

在输送线路上，可采用不同的托辊对输送带和物料进行支承；过渡段可采用不同槽角的托辊支承；在加料段，为了降低物料对输送带的冲击，可采用缓冲托辊或缓冲床支承。调心托辊、立辊、前倾托辊等可布置于输送段中防止输送带跑偏，或对跑偏的输送带进行调整；螺旋托辊、梳形托辊等可布置于回程段对输送带进行清扫，减少污染。

对辊子的基本要求是：转动灵活，回转阻力小，密封性能好，使用可靠，寿命长，成本低。

1. 承载托辊

托辊成组地安装在输送机机架上。通常，三托辊槽形托辊组的 3 个辊子的长度相等，并

布置在同一垂直平面内。中间辊子水平布置，侧辊子一般按35°和45°等槽角布置，如图16-14所示。还可将水平辊子与侧辊子错开布置，如图16-15和图16-16所示，优点是可以改善托辊组支承输送带的效果，有利于提高输送带使用寿命。

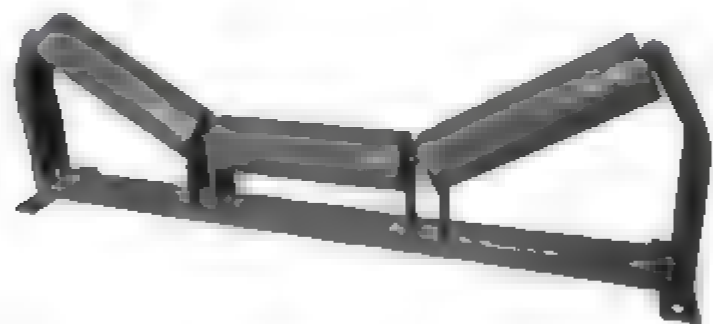


图16-14 槽形托辊组

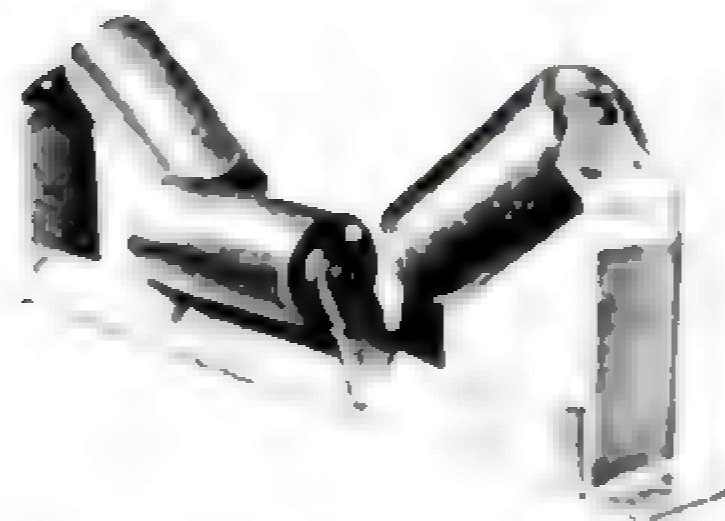


图16-15 水平辊子与侧辊子错开布置的槽形托辊组



图16-16 设置两个中间托辊的槽形托辊组

2. 悬挂托辊

悬挂托辊组是将3个(或5个)辊子铰接在一起悬挂在输送机中间架上。悬挂托辊常用于重载工作的移置式输送机上。

三辊的悬挂托辊组常用在承载段，五辊的托辊组有时用在受料点。采用悬挂托辊组的优点是：

(1) 一个托辊损坏时，托辊组可以在不间断输送的情况下与输送带脱离接触，随时进行更换；

(2) 由于托辊间是挠性连接，可以通过托辊组中托辊位置的相对变化来吸收消除振动和冲击，使输送带运行趋于平稳。

3. 缓冲托辊

可在每个辊子上按一定间隔设置弹性圆盘制成，也可将辊子安装在弹性支架上。设计缓冲托辊的额定负荷与其他托辊相同。在输送沉重和大块物料的情况下，有时需沿输送机全线设置缓冲托辊。

4. 缓冲床

在加料段下方采用缓冲托辊时，有时容易造成输送带撕裂。由于输送带被一定间距布置的托辊支承，落料口与输送带之间不易密封，经常出现物料溢出并堆积等问题，导致污染和很大的产能浪费，增加了人工的成本。使用缓冲床(见图16-17)代替缓冲托辊有以下优点。



图16-17 缓冲床

(1) 缓冲床纵向设置的缓冲条与输送带运行的方向一致，可有效防止输送带撕裂。

(2) 缓冲床整体托住输送带，加料时输送带不会凹陷，可有效使落料对中，防止输送带跑偏和溢料。

(3) 吸收冲击力强，缓冲床提供加料段内输送带的全面支承，整体缓冲效果优异。

(4) 对输送带磨耗小，输送带在空载情况下，与缓冲条之间有大约20mm的间距。缓冲条光滑的工程塑料板耐磨性能优越，自润滑性能非常好，与输送带之间的摩擦系数非常小。

5. 回程托辊

下托辊组通常是单个水平托辊，大型输送

机也可采用V形托辊用以防止输送带跑偏。

6. 调心托辊

输送带运行时可能由于输送带制造及安装的偏差、物料偏心堆积、机架变形、托辊轴承缺陷、风载荷作用,以及输送带张力分布不均匀等原因引起输送带跑偏。调心托辊组用于防止输送带跑偏,或对跑偏的输送带进行调整。常用的调心托辊组如图16-18所示,有一个支承托辊组的托架,该托架通过一个可以旋转的支点装在机架上。当输送带跑偏时,可以使支架上安装的托辊相对于输送机中心线偏转,将输送带推移到输送机的中心线上来。调心托辊组多在侧边上设立辊,虽然可以起到强制的纠偏作用,但由于立辊和输送带的边缘连续接触会加大输送带边缘的磨损,降低输送带的使用寿命。调心托辊组也可以采用锥形侧托辊,或将两侧托辊设置成前倾。下托辊组为V形辊时,也可以采用上述的方法对输送带的运行进行纠偏。

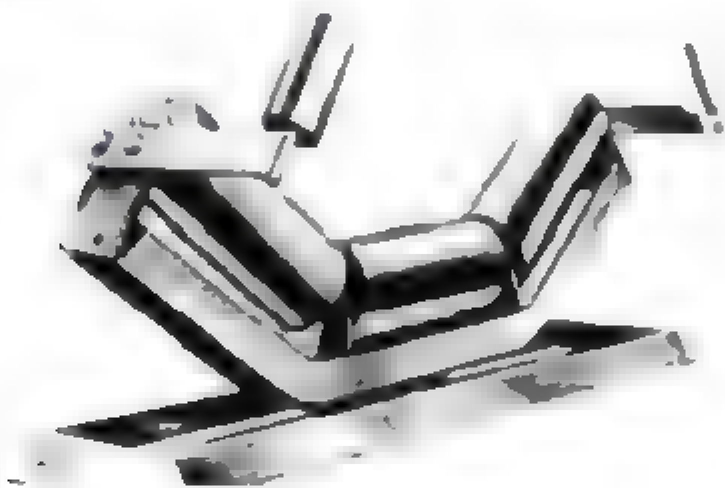


图16-18 调心托辊组

螺旋自清扫回程托辊的应用可以增加纠偏能力,同时具有一定的清扫作用,如图16-19所示。



图16-19 螺旋自清扫回程托辊

16.2.6 装载装置

(1) 给料器:主要有电磁振动给料器、圆盘给料器等。主要用在整个输送线路上的中转站。

(2) 辅助装置:包括导流罩(散状物料)、溜槽和辊道(成件物品)。

对装载装置的要求是:加到输送带上的物料的速度与带速之差应尽可能小,方向应尽可能一致。其目的是:减小物料对输送带的冲击,减小附加阻力等。

导料板用于加料对中并防止物料洒落,其两侧加有橡胶板以免划伤输送带。

16.2.7 清扫装置

输送带的工作表面绕过卸载滚筒时,不可能将上面的碎散物料完全卸干净,特别是在输送潮湿或黏性物料时更难卸净,如不清除这些残余物料,它们会黏结在滚筒等表面使其变得不圆,不仅会导致输送带跑偏引起其他事故,而且还会由于这些物料的挤压使输送带过早损坏。

清扫器对延长输送带的使用寿命具有很大的意义,主要有空段清扫器和头部清扫器两类。

16.2.8 逆止装置

常用的逆止器有:带式逆止器、滚柱逆止器和异形块逆止器。

1. 带式逆止器

带式逆止器如图16-20所示,主要由限制器、制动带、止退器等三部分组成。当滚筒正转时(正常工作状态)制动带存放在限制器内,限制器由金属钢板制成,止退器的作用是防止制动带脱离滚筒太远,达不到制动目的。制动带的一端固定在金属架上。当滚筒反转时,制动带被带到输送带与滚筒之间,通过摩擦力作用,使滚筒和输送带的逆转停止。带式逆止器结构简单,适用于小功率的带式输送机。其缺点是止动时要先倒转一段,滚筒的直径越大,倒转距离越长,因此对大功率和大运量的输送机不宜采用。

2. 滚柱逆止器

滚柱逆止器如图16 21所示,由内圈、外圈、滚柱和弹簧组成。当外圈不动,输送机正常运转时,内圈逆时针旋转,滚柱停留在楔形空

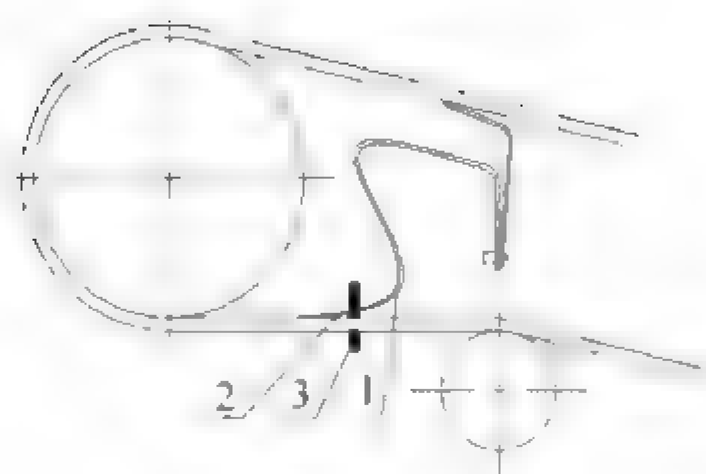


图 16-20 带式逆止器
1—限制器；2—制动带；3—止退器

间的大端不起逆止作用；而当内圈顺时针旋转时，滚柱不受内圈的推动，在弹簧力的作用下向楔形空间的小端运动，由于与逆止器的内、外圈摩擦作用，使逆止器的内圈不能转动，起到逆止作用。同理，当外圈不是固定时，可以作为限速的超越离合器使用。

3. 异形块逆止器

异形块逆止器是异形块离合器在应用于逆止时的特殊形式，它由逆止器本体、逆止臂构

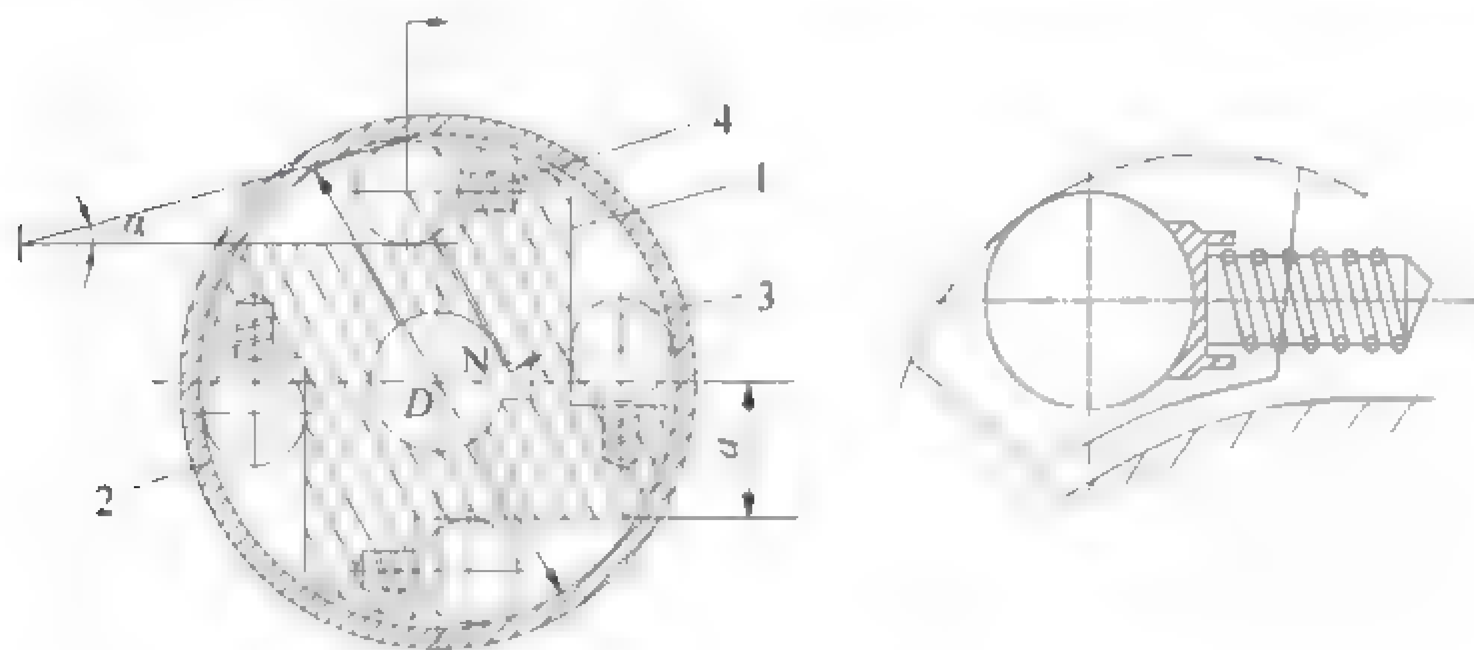


图 16-21 滚柱逆止器
1—内圈；2—外圈；3—滚柱；4—弹簧

成。逆止臂的一端和逆止器本体的外圈固定在一起，另一端固定在输送机机架或地基上，以得到逆止力矩。逆止器本体的结构如图 16-22 所示，其工作原理与圆柱逆止器类似，其中起关键作用的是逆止器中的异形块。典型的异形块如图 16-23 所示，从图中可以看出，当内圈的转速 v_2(旋转方向如图所示)大于外圈转速 v_1 时，异形块几乎不产生摩擦力，不阻碍内外圈的相对运动；当外圈的转速大于内圈时，异形块在摩擦力的作用下逐渐挤紧内外圈使内外圈的速度接近；当外圈不动时，内圈反转时异形块起作用，达到逆止的作用。这种逆止器的特点是能承受较大的冲击力矩，在不良润滑状态下具有较好的耐磨性，安装精度要求低。

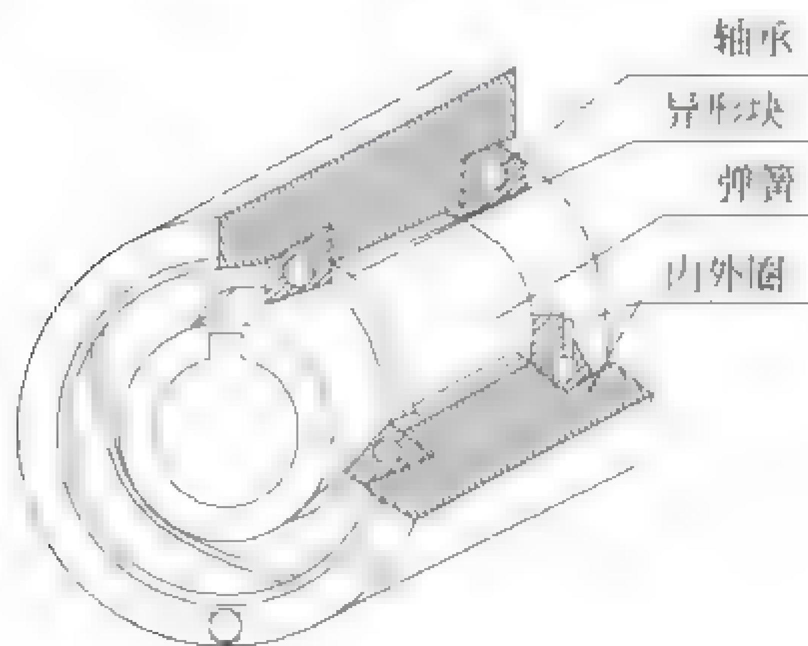


图 16-22 异形块逆止器本体

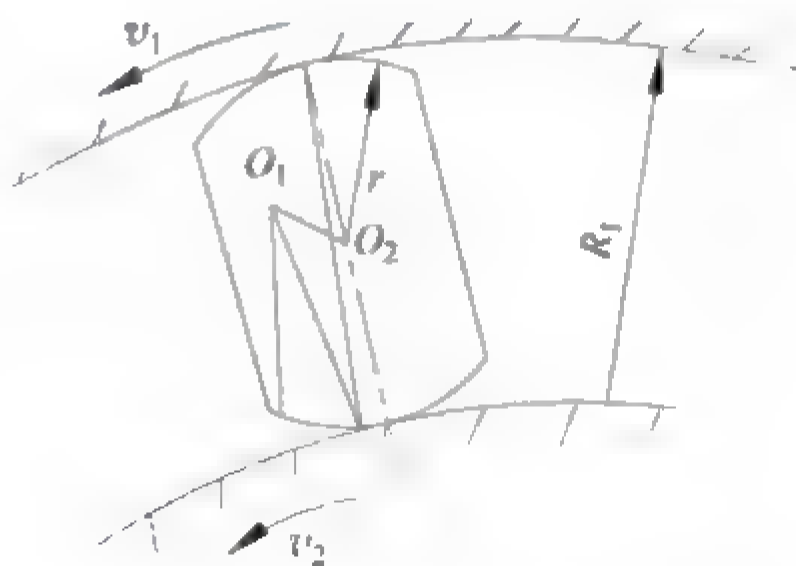


图 16-23 异形块与内圈的运动关系

16.2.9 机架

机架包括头架、尾架、中间架等金属结构架。

16.3 总体设计及主要参数确定

16.3.1 总体设计

线路布置应注意以下事项：

(1) 双滚筒尽量不用S形布置；

(2) 拉紧装置一般布置在输送带张力最小处；

(3) 输送机尽可能布置成直线形，应避免单纯按地形布置成有大凸弧、深凹弧的形式。典型的布置见表16-1。

1) 输送带宽度 B(mm)

系列：300，400，500，650，800，1000，1200，1400，1600，1800，2000，2200，2400，2600，2800等，根据输送量、带速、物料粒度、现场条件等选择。

2) 输送带速度 v(m/s)

系列：0.8，1.0，1.25，1.6，2.0，2.5，3.15，4.0，5.0，6.5等。

(1) 增加带速可提高输送量。

(2) 在相同输送量时，提高带速也可减小单位长度负载，即可降低输送带的强度（带芯层数或钢丝绳直径），或可采用较小带宽的输送带，从而降低了输送机的投资成本。

(3) 带速增加太大，不仅会使输送带在加料段和清扫器处的磨损加快，而且还会导致脆性材料的破碎率增加；输送干燥物料时，易引起粉尘污染等。

16.3.2 主要参数的确定

1. 带宽与散状物料粒度

1) 根据散状物料的性能参数选择带宽

根据散状物料的最大粒度尺寸、粒度组成及散状物料的动堆积角等因素校核。运行堆积角 $\varphi_{动}$ 为20°～30°的散状物料，可按表16-7选取带宽。

2) 为无粒度组成数据散状物料选择带宽

当没有散状物料粒度组成数据时，对带宽为1600mm以下的输送机，可按下列公式校核带宽：

(1) 未经筛分的散状物料，当大块含量在10%以内时，有

$$B \geqslant 2a_1 + 0.2 \tag{16-1}$$

(2) 经过筛分的散状物料，有

$$B \geqslant 3a_m + 0.2 \tag{16-2}$$

式中：a_1 —— 物料的最大粒度尺寸，m；

a_m —— 物料的平均粒度尺寸，m。

表16-7 输送机输送物料的最大粒度尺寸

带宽 B/mm	物料中大块的含量(质量百分率)/%			
	10	20	50	100
500	90～140	80～130	70～120	50～100
650	110～210	100～190	90～160	65～120
800	130～270	120～250	110～220	80～150
1000	160～340	150～300	140～260	100～180
1200	200～390	190～350	170～300	130～220
1400	230～450	220～400	200～340	150～260
1600	260～500	240～450	220～380	180～290
1800	290～550	270～480	240～420	200～320
2000	320～580	300～500	260～450	230～350
2200	350～600	320～520	290～480	260～380
≥2400	380～620	360～550	330～500	280～410

注：① 物料的动堆积角 $\varphi_{动}$ 为20°时选大值，动堆积角 $\varphi_{动}$ 为30°时选小值；

② 输送岩石类物料时，宜降低最大粒度尺寸。

散状物料平均粒度尺寸为散状物料的最大块和最小块直线尺寸的平均值。

3）为岩石类及普通散状物料选择带宽

当输送坚硬岩石类散状物料时，最大粒度尺寸宜控制在350mm以内。普通散状物料粒度不宜超过500mm。

2. 带厚或钢丝绳直径与滚筒直径

1）传动滚筒直径的确定

滚筒直径应根据输送带带芯的类型、张力等因素确定，并应符合下列规定。

（1）传动滚筒的最小直径为

$$D_D = C_0 d_B \tag{16-3}$$

式中：D_D——传动滚筒直径，mm；

C_0——计算系数，棉织物芯输送带取80；尼龙织物芯输送带取90，聚酯织物芯输送带取108，钢绳芯输送带取145；

d_B——输送带织物芯层的厚度或钢丝绳直径，mm。

（2）由上式得出 D_D 后，按表16-8的传动滚筒直径系列选取滚筒直径，并按载荷条件进行校核。

（3）对中型以上的传动滚筒，应根据载荷情况，按表16-8中公式进行面压校验。

表中符号意义如下：

T_{max}——稳定工况下输送带最大张力，N；

B——输送带宽度，mm；

σ_N——输送带纵向扯断强度，N/mm。对于织物芯输送带，

$$\sigma_N = i\sigma$$

式中：i——输送带带芯的层数；

σ——织物芯输送带带芯的纵向扯断强度，N/mm·层，可由输送带样本查得或由输送带生产厂家提供。

2）传动滚筒的面压校核

传动滚筒的直径，还需按下式进行面压验算：

$$D_D \geqslant \frac{T_1 + T_2}{[P]B} \tag{16-4}$$

$$D_D \geqslant \frac{(T_1 + T_2)t_1}{[P']Bd_B} \tag{16-5}$$

式中：T_1——输送带绕入滚筒的张力，N；

T_2——输送带绕出滚筒的张力，N；

$[P]$——输送带许用比压，MPa，由输送带制造厂提供，无资料时，钢绳芯输送带可取0.6MPa，织物芯输送带可取0.4MPa；

$[P']$——钢丝绳下的许用比压，MPa，由输送带制造厂提供，无资料时可取1.2MPa；

表16-8　稳定工况最小滚筒直径标准值（无摩擦面层）　　mm

传动滚筒直径 D_D	滚筒的张力利用率 $\frac{T_{max}}{\sigma_N B}\times 8\times 100\%$											
	>100%滚筒组别			60%～100%滚筒组别			30%～60%滚筒组别			<30%滚筒组别		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
200	250	200	160	200	160	125	160	125	100	125	125	100
250	315	250	200	250	200	160	200	160	125	160	160	125
315	400	315	250	315	250	200	250	200	160	200	200	160
400	500	400	315	400	315	250	315	250	200	250	250	200
500	630	500	400	500	400	315	400	315	250	315	315	250
630	800	630	500	630	500	400	500	400	315	400	400	315
800	1000	800	630	800	630	500	630	500	400	500	500	400
1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	630	500	630	630	500
1250	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	800	630
1400	1600	1400	1000	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1600	1800	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1800	2000	1800	1250	1800	1400	1250	1400	1250	1000	1250	1250	1000
2000	2200	2000	1400	2000	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000

t_1 ——输送带的钢丝绳间距，mm；

d_B ——输送带的钢丝绳直径，mm。

3) 改向滚筒直径的确定

改向滚筒直径可根据传动滚筒直径、改向滚筒的载荷系数、改向滚筒围包角，按表16-8的滚筒直径标准值系列进行选取。

4) 滚筒表面形式的选择

传动滚筒和改向滚筒的结构，应根据承载能力选择。滚筒表面形式选择，宜符合下列要求。

(1) 传动滚筒的表面形式，应根据传递的圆周力和工作条件等因素选择。

① 当传递的圆周力大、工作环境条件较差、环境温度较低时，应采用胶面传动滚筒；

② 对传递圆周力较小，工作环境条件较好的小型输送机，可采用光面传动滚筒；

③ 特殊要求时，可采用其他的表面形式。

(2) 胶面传动滚筒应有人字形沟槽或菱形沟槽；双向运行的传动滚筒应采用菱形沟槽。

(3) 对工作环境条件较差或与输送带承载面接触的改向滚筒，应采用胶面滚筒。

5) 滚筒的载荷条件

滚筒的载荷条件，应符合下列规定：

(1) 传动滚筒的载荷可按输送机稳定运行工况的传动滚筒所承受的扭矩和合张力计算。对运量大、提升高度大、布置复杂的输送机，应按各种工况中最不利载荷条件选择传动滚筒。

(2) 改向滚筒的载荷，可按输送机稳定运行工况的载荷条件计算合张力。大张力输送机，应取各种工况中最大值。

6) 电动滚筒的选择

电动滚筒的直径、滚筒表面形式及载荷条件，可按传动滚筒的规定选择。

3. 托辊间最小挠度允许的输送带最小张力

作用在输送带上任意一点的最小张力应满足以下条件：

(1) 对于承载分支

$$T_{cmin} \geqslant \frac{l_c(q_B+q_m)g}{8(h/l)_{max}} \quad (16\text{-}6)$$

(2) 对于回程分支

$$T_{rmin} \geqslant \frac{l_r q_B g}{8(h/l)_{max}} \quad (16\text{-}7)$$

式中：T_{cmin} ——承载分支任意一点输送带最小张力，N；

T_{rmin} ——回程分支任意一点输送带最小张力，N；

l_c——承载分支托辊组间距，m；

l_r——回程分支托辊组间距，m；

q_B——单位长度输送带的质量，kg/m；

q_m——单位长度物料的质量，kg/m；

g——重力加速度，$g=9.81\text{m/s}^2$；

$(h/l)_{max}$——输送带允许的最大垂度，通常$(h/l)_{max}\approx0.01$。

4. 输送量 Q_m 计算

先计算理论输送量，再根据理论输送量 Q_T 设计 Q_m，Q_T 与 Q_m 之间有

$$Q_T = 1.15Q_m \quad (16\text{-}8)$$

Q_T 可分为质量输送量 Q_{Tm} 和体积输送量 Q_{Tv} 计算，其大小与带速 v、输送带上的物料横断面面积 S 或单位长度物料的质量 q_m 等参数有关。

已知带宽 B，可按下式计算输送量：

$$Q_{Tm} = 3.6q_m v = 3.6S\rho v \quad (16\text{-}9)$$

$$Q_{Tv} = 3.6Sv \ (\text{m}^3/\text{h}) \quad (16\text{-}10)$$

式中：q_m——单位长度上物料的质量，kg/m，它与输送物料种类(即堆积密度 ρ)、输送物料方式(连续流、定量流及成件物品)有关；

S——物料在输送带上的横断面积，m^2；

ρ——物料的堆积密度，kg/m^3；

v——带速，m/s。

当带式输送机倾斜布置时，应考虑物料横截面积的减小，这时带式输送机输送量的计算式为

$$Q_{Tm} = 3.6q_m v = 3.6S\rho vk \quad (16\text{-}11)$$

式中：k——倾斜布置的输送机物料横截面积折减系数，可按式(16-12)计算或由表16-9查取。

表 16-9　倾斜输送物料横截面积折减系数 k

倾角 $\beta/(°)$	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
k	1.00	0.99	0.98	0.97	0.95	0.93	0.91	0.89	0.85	0.81

$$k = 1 - \frac{S_1}{S}(1 - k_1) \qquad (16\text{-}12)$$

式中：k_1——上部截面 S_1 的减小系数。

如果被输送的是经过筛选的中等粒度物料，输送机在理想状态下运行，k_1 值可按下式计算：

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2\beta - \cos^2\varphi_{动}}{1 - \cos^2\varphi_{动}}} \qquad (16\text{-}13)$$

式中：β——输送机倾角，(°)；

$\varphi_{动}$ ——物料的动堆积角，(°)。

由式(16 11)、式(16 12)可以看出，当 $\beta-\varphi_{动}$ 时，上部物料的截面积 S_1 不存在，只有下部物料截面积 S_2 在起作用。

DTⅡ(A)型系列传动装置配用的带速及其带宽和输送量的关系可见表 16-10。

5. 运行阻力计算

运行阻力包括：主要阻力、附加阻力、特种主要阻力、特种附加阻力和提升阻力。

运行阻力的计算有估算法和逐点张力计算法。表 16-1 中布置简单的输送机，上述两种方法均可使用，布置复杂的输送机即有倾角起伏变化的输送机，此时估算法不再适用，应采用逐点张力法计算。

表 16-10　带速 v、带宽 B 与输送能力 Q_V 的关系　　m^3/h

带宽 B/mm	带速 v/(m/s)									
	0.8	1.0	1.25	1.6	2.0	2.5	3.15	4	5.0	6.5
500	69	87	108	139	174	217				
650	127	159	198	254	318	397				
800	198	248	310	397	496	620	781			
1000	324	405	507	649	811	1014	1278	1622		
1200		593	742	951	1188	1486	1872	2377	2971	
1400		825	1032	1321	1652	2065	2602	3304	4130	
1600					2186	2733	3444	4373	5466	
1800					2795	3494	4403	5591	6989	9803
2000					3470	4338	5466	6941	8676	11277
2200							6843	8690	10863	14120
2400							8289	10526	13158	17104

注：输送能力 Q_V 值系按水平输送，动堆积角 $\varphi_{动}$ 为 20°，托辊槽角 α 为 35°时计算。

表 16-11　模拟摩擦系数 f(推荐值)

安装情况	工作条件	f
水平、向上倾斜及向下倾斜的电动工况	工作环境好，制造、安装良好，带速低，物料内摩擦系数小	0.020
	按标准设计、制造、调整好，物料内摩擦系数中等	0.022
	多尘，低温，过载，高带速，安装不良，托辊质量差，物料内摩擦系数大	0.023～0.03
向下倾斜	设计、制造正常，处于发电工况时	0.012～0.016

1）主要阻力

（1）托辊运行阻力：由托辊轴承和密封件的摩擦产生；

（2）挤压阻力：物料在输送带上相互碰

击、输送带反复弯曲以及经过托辊时被压陷而产生。

主要阻力 F_H 是物料和输送带在托辊上移动，以及承载分支和无载分支托辊旋转所产生的阻力之和，可用下式计算：

$$F_H = fLg[q_{RO} + q_{RV} + (2q_B + q_m)\cos\beta] \quad (16\text{-}14)$$

由于通用带式输送机的输送倾角 β 通常不大于 18°，故取 $\cos\beta \approx 1$，因此上式可写为

$$F_H = fLg[q_{RO} + q_{RV} + (2q_B + q_m)] \quad (16\text{-}15)$$

式中：f——模拟摩擦系数，根据工作条件及制造安装水平确定，一般可由表 16-11 查取；

L——输送机长度，m；

q_{RO}——承载分支单位长度托辊旋转部分质量，kg/m；

q_{RV}——无载分支单位长度托辊旋转质量，kg/m；

q_B——单位长度输送带的质量，kg/m；

q_m——单位长度物料的质量，kg/m。

其中 q_{RO} 按下式计算：

$$q_{RO} = \frac{G_c}{l_c} \quad (16\text{-}16)$$

式中：G_c ——承载分支托辊旋转部分质量，kg，可从表 16 12 中查取；

l_c ——承载分支托辊间距，m。

q_{RV} 按下式计算：

$$q_{RV} = \frac{G_r}{l_r} \quad (16\text{-}17)$$

式中：G_r——无载分支托辊旋转部分质量，kg，可从表 16-12 中查取；

l_r——无载分支托辊间距，m。

q_m 可按下式计算：

$$q_m = \frac{Q_m}{3.6v} \quad (16\text{-}18)$$

2）附加阻力

（1）物料在加料段加速时的惯性力和摩擦阻力

$$F_{bA} = Q_V\rho(v - v_0) \quad (16\text{-}19)$$

$$F_f = \frac{\mu_2 \rho g l_b Q_V^2}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 b_1^2} \quad (16\text{-}20)$$

$$l_b \geqslant \frac{v^2 - v_0^2}{2g\mu_1} \quad (16\text{-}21)$$

织物芯输送带

$$F_t = 9B\left(140 + 0.01\frac{F}{B}\right)\frac{d}{D} \quad (16\text{-}22)$$

表 16-12 托辊参数

带宽 B /mm	辊径 d /mm	托辊组旋转部分质量 G_c、G_r/kg				前倾托辊前倾角 ε
		槽形托辊（三辊式）	V 形托辊（二辊式）	平形托辊（一辊式）	平形托辊（二辊式）	
400	63.5	3.51	—	2.75	—	1°20′
	76	4.74	—	3.49	—	
	89	5.4	—	4.1		
500	63.5	4.08	—	3.27	—	1°23′
	76	5.55	—	4.41	—	
	89	6.24	—	4.78	—	
650	76	6.09	—	5.01	—	1°25′
	89	6.45	—	5.79	—	
	108	9.03		7.14		
800	89	7.74	7.6	7.15	7.6	1°23′
	108	10.59	9.54	8.78	9.54	
	133	16.35	14.76	13.54	14.76	

续表

带宽 B /mm	辊径 d /mm	托辊组旋转部分质量 G_c,G_r/kg				前倾托辊前倾角 ε
		槽形托辊（三辊式）	V形托辊（二辊式）	平形托辊（一辊式）	平形托辊（二辊式）	
1000	108	12.21	11.78	10.43	11.78	1°27′
	133	18.9	18.2	16.09	16.2	
	159	27.21	25.68	22.27	15.68	
1200	108	14.31	13.12	12.5	13.12	1°29′
	133	22.14	20.74	19.28	20.74	
	159	31.59	29.1	25.56	29.1	
1400	108	15.96	14.66	14.18	14.66	1°35′
	133	24.63	23.28	21.83	23.28	
	159	34.92	32.54	29.99	32.54	
1600	133	27.3	25.78	24.29	25.78	1°30′
	159	38.52	35.88	33.36	35.88	
	194	60.43	54.56	50.87	54.56	
1800	133	29.85	28.18	26.71	28.18	1°30′
	159	41.94	39.32	36.78	39.32	
	194	65.73	60.64	55.97	60.64	
2000	133	32.85	30.68	29.37	30.68	1°30′
	159	46.08	42.62	40.14	42.62	
	194	72.03	65.74	61.07	65.74	
2200	133	34.83	34.58	33.19	34.58	1°20′
	159	48.81	47.86	45.39	47.86	
	194	75.69	73.26	68.77	73.26	
2400	159	53.82	53.12	50.48	53.12	1°20′
	194	83.34	80.94	76.37	80.94	
	219					

钢绳芯输送带

$$F_1 = 12B\left(200 + 0.01\frac{F}{B}\right)\frac{d}{D} \qquad (16\text{-}23)$$

$$F_t = 0.005 d_0 \frac{F_T}{D} \qquad (16\text{-}24)$$

式中：F_{bA}——在受料点和加速段被输送物料与输送带间的惯性阻力和摩擦阻力，N；

F_f——在加速段被输送物料与导料栏板间的摩擦阻力，N；

F_1——输送带绕经滚筒的缠绕阻力，N；

F_t——非传动滚筒轴承阻力，N，可按450N估算；

Q_V——输送机每秒设计输送量，m^3/s；

v_0——在受料点输送带运行方向上物料的输送速度分量，m/s；

μ_2——物料与导料栏板间的摩擦系数，取0.5～0.7；

l_b——加速段导料栏板的长度，m；

b_1——导料栏板间的宽度，m；

μ_1——物料与输送带间的摩擦系数，取0.5～0.7；

F——滚筒上输送带的平均张力，N；

d——输送带厚度，m；

D——滚筒直径，m；

d_0——滚筒轴承内径，m；

F_T——滚筒上输送带绕入点与绕出点张力和滚筒旋转部分所受重力

的矢量和，N。

(2) 加料段物料与导料槽侧壁的摩擦阻力以及导料槽与输送带的摩擦阻力

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 Q_V^2 \rho g l}{3.6^2 v^2 b_1^2} \quad (16\text{-}25)$$

式中：Q_V——体积输送量，m^3/h；

ρ——物料堆积密度，t/m^3；

l——导料板区段长度，m；

v——带速，m/s；

b_1——导料板内部宽度，m；

μ_2——物料与导料板间摩擦系数，取0.5～0.7。

(3) 其他滚筒轴处阻力

除传动滚筒轴承以外，其他滚筒轴处的阻力。

(4) 弯曲阻力

输送带绕过改向滚筒的弯曲阻力为

$$F_t = (k' - 1) T_{i-1} \quad (16\text{-}26)$$

式中：k'——改向滚筒的阻力系数，见表16-13；

T_{i-1}——改向滚筒绕入点张力，N。

表16-13 改向滚筒阻力系数

输送带在改向滚筒上的包角/(°)	≈45	≈90	≈180
改向滚筒的阻力系数 k'	1.02	1.03	1.04

3) 特种主要阻力

特种主要阻力包括：前倾托辊产生的摩擦阻力；沿输送机全长布置导料槽时产生的摩擦阻力。

特种主要阻力是考虑托辊前倾阻力和导料板的摩擦阻力，其值应等于二者之和，即

$$F_{S1} = F_\varepsilon + F_{gl} \quad (16\text{-}27)$$

式中：F_ε——托辊前倾阻力，N。

(1) 对于等长三托辊的承载分支

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_m) g \cos\beta \sin\varepsilon \quad (16\text{-}28)$$

式中：L_ε——装有前倾托辊的输送区段长度，m；

μ_0——托辊与输送带之间的摩擦系数，μ_0=0.3～0.4；

C_ε——槽形系数，30°槽角时为0.4，35°槽角时为0.43；45°槽角时为0.5；

ε——托辊前倾角度，一般取$\varepsilon = 1°30'$，也可见表16-12。

(2) 对于两托辊前倾的回程分支

$$F'_\varepsilon = \mu_0 L_\varepsilon q_B \cos\alpha_r \cos\beta \sin\varepsilon \quad (16\text{-}29)$$

式中：α_r——回程分支托辊组槽角，(°)。

4) 特种附加阻力

特种附加阻力包括：

(1) 清扫器产生的摩擦阻力；

(2) 沿输送机全长局部布置的导料槽产生的摩擦阻力；

(3) 回程分支输送带翻转的阻力；

(4) 卸料器产生的阻力；

(5) 卸料装置产生的阻力。

特种附加阻力是考虑清扫器、犁式卸料器等部分的摩擦阻力，可按下式计算：

$$F_{S2} = F_r + F_a + F_{xc} \quad (16\text{-}30)$$

式中：F_r——清扫器阻力，N，按式(16-31)计算；

F_a——犁式卸料器阻力，N，按式(16-32)计算；

F_{xc}——卸料车阻力，N，按式(16-33)计算。

清扫器阻力为

$$F_r = S_q P \mu_3 \quad (16\text{-}31)$$

式中：S_q——输送带与清扫器接触面积，m^2；

P——清扫器和输送带之间的压力，一般$P = 3\times10^4 \sim 10\times10^4\ N/m^2$；

μ_3——输送带与清扫器间的摩擦系数，一般取0.5～0.7。

犁式卸料器阻力为

$$F_a = B k_2 \quad (16\text{-}32)$$

式中：k_2——刮板系数，一般取1500N/m。

卸料车阻力为

$$F_{xc} = 0.1 T_2 + q_m h g \quad (16\text{-}33)$$

式中：T_2——输送带绕入卸料车滚筒入端张力，N；

h——卸料车卸料高度，m，见图16-24。

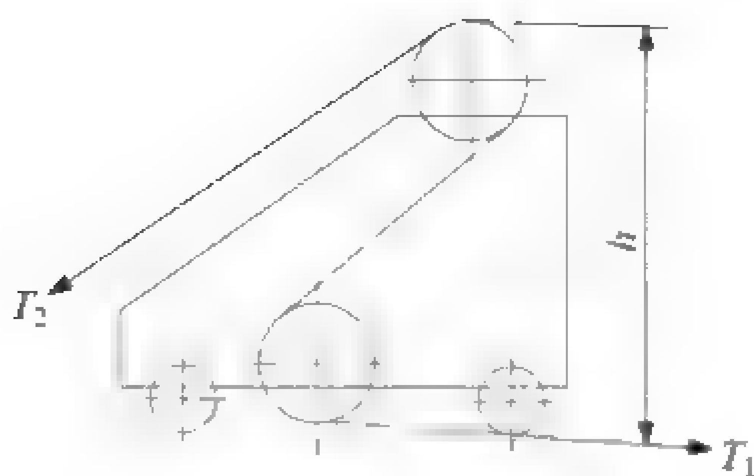


图 16-24　卸料车简图

5）提升阻力

提升阻力可按下式精确计算：

$$F_{st} = q_m H g \qquad (16\text{-}34)$$

式中：F_{st}——提升阻力，N；

H——提升高度，m。

当向上输送时，提升阻力为正值；当向下输送时，提升阻力为负值。

6. 传动滚筒圆周力

传动滚筒所需圆周力 F_U 为输送机稳定运行工况各项阻力之和，布置简单的输送机可采用估算法按下列公式计算。

（1）一般计算公式为

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{st} \qquad (16\text{-}35)$$

上式适用于所有的输送机长度。

（2）当输送机长度大于 80m 时，可按下列简化公式计算：

$$F_U = CF_H + F_{S1} + F_{S2} + F_{st} \qquad (16\text{-}36)$$

式中：F_U——传动滚筒所需圆周力，N；

C——附加阻力系数，为输送机长度 L 的函数，可按表 16-14 选取。

表 16-14　系数 C 值（装料系数在 0.7～1.1 范围内）

输送机长度 L/m	80	100	150	200	300	400	500	600
系数 C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20	1.17
输送机长度 L/m	700	800	900	1000	1500	2000	2500	5000
系数 C	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05	1.04	1.03

7. 张力逐点计算法

有倾角起伏变化的输送机，应分段计算运行阻力。输送带相邻两点的张力，可用下列公式计算。

（1）稳定运行工况

$$T_i = T_{i-1} + F_{(i-1)\sim i} \qquad (16\text{-}37)$$

式中：T_i——沿输送带运行方向第 i 点的张力，N；

T_{i-1}——输送带第 $i-1$ 点的张力，N；

$F_{(i-1)\sim i}$——输送带第 $i-1$ 点到第 i 点的区段上，输送带各项运行阻力之和，N。

上述张力关系，不适于输送带在传动滚筒（或制动滚筒）的绕入点与绕出点之间的关系，这两点间的张力要满足欧拉公式。

（2）非稳定运行工况

$$T_i = T_{i-1} + F_{(i-1)\sim i} + m_{(i-1)\sim i}a \qquad (16\text{-}38)$$

式中：$m_{(i-1)\sim i}$——输送带第 $i-1$ 点到第 i 点的区段上，参与加（减）速的运动体的质量或等效质量，kg；

a——输送带加（减）速度，m/s^2。

8. 区段运行阻力的计算

逐点张力计算时，每区段的运行阻力要分别计算。

1）直线段或凹弧段运行阻力

（1）承载段

$$F_c = (q_B + q_{RO} + q_m)L_h f \pm (q_B + q_m)H \qquad (16\text{-}39)$$

向上输送取“+”，向下输送取“－”。

（2）回程段

$$F_r = (q_B + q_{RV})L_h f_r \mp q_B H \qquad (16\text{-}40)$$

向下输送取“+”，向上输送取“－”。

式中：H——直线段或凹弧段的高度差，m；

L_h——直线段或凹弧段的水平投影长度，m；

f_r——回程平形托辊的模拟摩擦系数，一般可由表 16-15 查取。

表 16-15 回程托辊的模拟摩擦系数 f_r（推荐值）

安装情况	工作条件	f_r
水平、向上倾斜及向下倾斜的电动工况	工作环境好，制造、安装良好，带速低，物料内摩擦系数小	0.018
	按标准设计，制造、调整好，物料内摩擦系数中等	0.020
	多尘，低温，过载，高带速，安装不良，托辊质量差，物料内摩擦系数大	0.020～0.025
向下倾斜	设计、制造正常，处于发电工况时	0.012～0.016

2）凸弧段运行阻力

(1) 承载段

$$F_c' = [T_i + (q_B + q_{RO} + q_m)R_1]\theta fg \pm (q_B + q_m)Hg \quad (16\text{-}41)$$

向上输送取"＋"，向下输送取"－"。

(2) 回程段

$$F_r' = [T_i + (q_B + q_{RV})R_2]\theta f_r g \mp q_B Hg \quad (16\text{-}42)$$

向下输送取"＋"，向上输送取"－"。

9. 逐点张力简例

如图 16-25 所示，逐点张力计算如下。

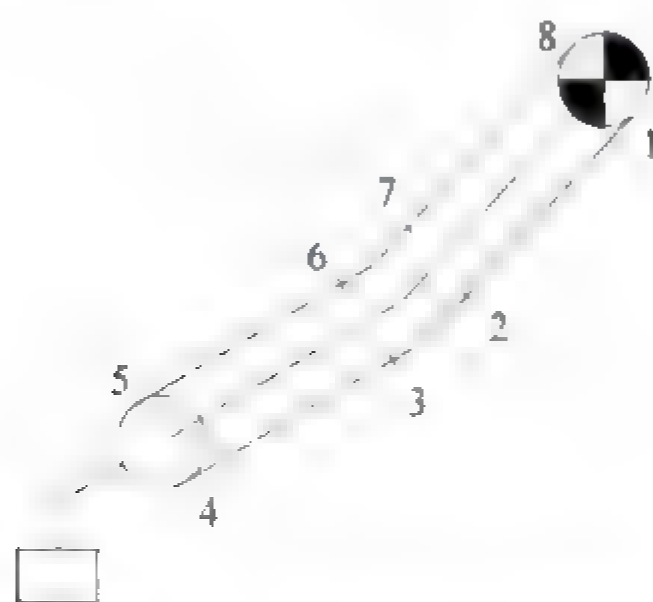


图 16-25 逐点张力简例线路图

$$T_2 = T_1 + F_{1-2} + F_r + F_r' \quad (16\text{-}43)$$

$$T_3 = c(T_2 + F_{r2-3}' + F_r) \quad (16\text{-}44)$$

$$T_4 = T_3 + F_{r3-4} + F_r + F_r' \quad (16\text{-}45)$$

$$T_5 = cT_4 \quad (16\text{-}46)$$

$$T_6 = T_5 + F_{c5-6} + F_{st} + F_c \quad (16\text{-}47)$$

$$T_7 = c(T_6 + F_{c6-7}') \quad (16\text{-}48)$$

$$T_8 = T_7 + F_{c7-8} + F_c \quad (16\text{-}49)$$

整理式(16-43)～式(16-49)得到 T_8 的 T_1 表达式，此处 T_8 和 T_1 满足欧拉公式：

$$\frac{T_8}{T_1} \leqslant e^{\mu\alpha} \quad (16\text{-}50)$$

式中：e——自然对数底数；

μ——输送带与传动滚筒间的摩擦系数；

α——输送带与传动滚筒间的围包角。

得到各点的张力值，将其中最小的张力值与式(16-46)或式(16-47)的值相比较，看输送带是否满足垂度条件。如果不满足，则以满足垂度条件的输送带最小张力值为已知点值，重复上面的计算步骤，计算完成后校核传动滚筒处是否满足不打滑条件，当两个条件均满足时，计算完成。

16.3.3 电动机功率

1. 输送机稳定运行时传动滚筒所需运行功率

$$P_A = \frac{F_U v}{1000} \quad (16\text{-}51)$$

式中：P_A——传动滚筒所需运行功率，kW；

2. 驱动电动机所需功率

按下列公式计算和选型：

(1) 输送机为正功率运行

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (16\text{-}52)$$

(2) 输送机为负功率运行

$$P_M = P_A \eta_2 \quad (16\text{-}53)$$

式中：P_M——驱动电动机所需运行功率，kW；

η_1——驱动系统正功率运行时的传动效率，η_1 应根据驱动系统各组成部分的效率综合确定，一般为 0.85～0.95；

η_2——驱动系统负功率运行时的传动效率，一般为 0.95～1.0。

根据电动机功率计算值及输送机的具体工作条件，按照电动机标准系列参数选取电动机。

16.3.4　启动加速与减速停车

1. 惯性力

输送机在启动加速和减速停车期间，可将输送带视为刚体时，惯性力 F_A 可按下式计算：

$$F_A = \pm(m_L + m_D)a \qquad (16\text{-}54)$$

式中：F_A——输送机各运动体的总惯性力，N；

m_L——输送机运动体转换到输送带上直线运动的等效质量，kg，可按式(16-55)计算；

m_D——输送机旋转部件转换到输送带上直线运动的等效质量，kg，不含托辊部分，可按式(16-56)计算。

输送机运动体（输送带、物料和托辊）转换到输送带上直线运动的等效质量 m_L，可按下式计算：

$$m_L = (2q_B + q_G + k_1 q_{RO} + k_1 q_{RU})L \qquad (16\text{-}55)$$

式中：k_1——托辊旋转部分质量变换为直线运动等效质量的转换系数，一般取0.9。

$$m_D = \frac{n_D \sum J_{iD} i_i^2}{r_D^2} + \sum \frac{J_i}{r_i^2} \qquad (16\text{-}56)$$

式中：n_D——输送机的驱动单元数；

J_{iD}——驱动单元第 i 个转动部件的转动惯量，$kg \cdot m^2$，为驱动单元第 i 个高速轴上旋转部件或转换到高速轴上的转动部件的转动惯量；

i_i——第 i 个转动部件至传动滚筒的传动比；

r_D——传动滚筒的半径，m；

J_i——第 i 个滚筒的转动惯量，$kg \cdot m^2$；

r_i——第 i 个滚筒的半径，m。

2. 启动加速

输送机启动加速度应符合下列规定：

(1) 机长200m以上的输送机启动平均加速度应控制在 $0.3m/s^2$ 以内；倾斜输送机加速度的确定，应保证物料与输送带间不打滑。

(2) 机长超过500m的输送机（向下输送的输送机机长超过200m），启动平均加速度宜控制在 $0.2m/s^2$ 以内；倾角变化较大、布置复杂的长距离输送机，宜控制在 $0.1m/s^2$ 以内。

(3) 输送机的启动加速时间，不应超过驱动电动机允许的启动时间或软启动装置允许的最长启动时间。

输送机实际启动加速度 a，可按下式计算：

$$a = \frac{(k_0 - 1)F_U}{m_L + m_D} \qquad (16\text{-}57)$$

$$k_0 = k_a \frac{P_{M1}}{P_M} \qquad (16\text{-}58)$$

式中：a——输送机实际启动加速度，m/s^2；

k_0——输送机实际启动系数；

P_{M1}——输送机实际选用的驱动电动机的功率之和，kW；

k_a——传动装置启动系数。

输送机传动装置启动系数 k_a，对于水平和向上输送输送机，可按下列规定选取：

① 中小型输送机，一般可取1.3～1.7；

② 鼠笼型电动机通过限矩型液力耦合器与减速器连接方式，按制造厂提供的电动机与限矩型液力耦合器联合特性曲线，计算传动滚筒启动圆周力和平均启动系数 k_a；

③ 绕线型电动机或直流电动机直连减速器方式，可按所选电动机的启动特性曲线，求出启动系数 k_a；

④ 用软启动装置启动时，可通过动态分析或由供货方提供。

3. 减速停车

输送机减速停车的减速度，应符合下列规定：

(1) 输送机减速停车时，平均减速度应控制在 $0.3m/s^2$ 以内。

(2) 大型及中长距离以上的输送机减速停车时，平均减速度宜控制在 $0.2m/s^2$ 以内。

(3) 输送线路倾角变化较大、布置复杂的大型长距离输送机，停车平均减速度宜控制在 $0.1m/s^2$ 以内。

大型输送机，根据性能参数可采用自由停车、减力停车、增惯停车和制动停车等减速停车方式。

(1) 自由停车。输送机自由停车减速度，可按下式计算：

$$a = \frac{F_U}{m_L + m_D} \qquad (16\text{-}59)$$

式中：a ——输送机自由停车时的减速度，m/s^2。

(2) 减力停车。输送机自由停车减速度大于规定值的向上输送的输送机，采用减力停车，此时传动滚筒平均驱动力圆周力 F_{BE}，可按下式计算：

$$F_{BE} = -(m_L + m_D)a + F_U \qquad (16\text{-}60)$$

式中：F_{BE}——减力停车时传动滚筒的平均驱动圆周力，N。

(3) 增惯停车。输送机在减力停车条件下，采用增惯停车时，可在传动装置高速轴加装增惯飞轮。飞轮的转动惯量 J_f 可按下式计算：

$$J_f = \frac{m_f r_D^2}{i^2} \qquad (16\text{-}61)$$

$$m_f = \frac{F_U}{a} - (m_L + m_D) \qquad (16\text{-}62)$$

式中：J_f——飞轮的转动惯量，$kg \cdot m^2$；

m_f——飞轮转换到输送带上直线运动的等效质量，kg；

i——飞轮与传动滚筒的速比。

(4) 制动停车。水平或近水平输送机，当满载自由停车的减速时间过长时，应采用制动停车方式。制动停车所需制动力和制动力矩，可按下列公式计算。

① 制动停车所需制动力 F_B

$$F_B = (m_L + m_D)a_B - F_U \qquad (16\text{-}63)$$

式中：F_B——制动停车所需的制动力，N；

a_B ——输送机制动停车减速度，m/s^2。

② 制动轮所需的制动力矩 M_B

$$M_B = \frac{F_B D}{2i}\eta \qquad (16\text{-}64)$$

式中：M_B——制动轮所需的制动力矩，$N \cdot m$；

i——制动轮到传动滚筒的传动比；

η——制动轮到传动滚筒的传动效率。

16.3.5 主要部件的设计及选型

1. 输送带强度的校核

(1) 织物芯输送带

$$T_{max} \leqslant \frac{iB\sigma}{n} \qquad (16\text{-}65)$$

式中：i——输送带带芯的层数；

T_{max}——稳定工况下输送带最大张力，N；

n——稳定工况下输送带安全系数；

B ——带宽，mm；

σ——输送带纵向扯断强度，N/(mm·层)，可由输送带样本查得或由输送带生产厂家提供。

(2) 钢绳芯输送带

$$T_{max} \leqslant \frac{\sigma_N B}{n} \qquad (16\text{-}66)$$

式中：σ_N——输送带纵向扯断强度，N/mm，可查表16-3～表16-6选用或由生产厂家提供。

2. 选型及使用中的技术要点

1) 带速选择

选择带速时参考以下原则：

(1) 输送量大、输送带较宽时，应选择较高的带速。

(2) 物料易滚动、粒度大、磨琢性强的，或容易扬尘的以及环境卫生条件要求较高的，宜选用低带速。

(3) 一般用于给料或输送粉尘量大时，带速可取0.8～1m/s；或根据物料特性和工艺要求决定。

(4) 人工配料称重时，带速不应大于1.25m/s。

(5) 采用犁式卸料器时，带速不宜超过2.0m/s。

(6) 有计量秤时，带速应按自动计量秤的要求确定。

(7) 输送成品物件时，带速一般小于1.25m/s。

带速与带宽、输送能力、物料性质、块度和输送机的线路倾角有关。当输送机向上输送时，倾角大，带速应低；下运时，带速更应低；水平输送时，可选择高带速。

2) 拉紧装置选择

拉紧装置的选用原则如下：

(1) 根据线路布置中的地形条件和空间尺寸决定拉紧装置的位置；

(2) 条件许可时尽可能布置在下分支张力最小处，并考虑装在牵引构件180°改向处；

(3) 根据输送机的长度和输送带的种类选用不同的拉紧装置。

16.4　技术标准与规范

带式输送机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，主要标准和规范见表16-16。

表16-16　带式输送机参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
2	GB 14784—2013	《带式输送机 安全规范》
3	GB 50431—2008	《带式输送机工程设计规范(附条文说明)》
4	GB/T 17119—1997	《连续搬运设备带承载托辊的带式输送机　运行功率和张力的计算》
5	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备 安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》

16.5　工程案例

1. 黄骅港输煤系统

河北黄骅港煤码头输煤系统带式输送机，总长为316.47m，带宽2400mm，带速4.2m/s，最大输送能力9200t/h，提升高度6.11m，驱动功率为750kW，拉紧形式为滚筒重锤拉紧。

2. 神华天津南港煤码头装卸带式输送机

神华天津南疆港区煤炭码头项目装卸系统带式输送机，总长为16km，带宽1800～2000mm，最大带速4.8m/s，最大输送能力6700t/h，驱动功率为3×355kW，采用车式拉紧装置。

3. 重庆万州港带式输送机输送系统

重庆万州港红溪沟港区淹没复建工程，深槽角下运带式输送机系统，带宽为1200mm，带速1.6m/s，输送能力450t/h，下运倾角35°，总长400多米。

表16-17　双向输送带式输送机参数

基本参数	输送带宽度/mm	1800
	水平长度/m	1350.95
	提升高度/m	6.35
	倾角/(°)	13+7.53599
	输送能力/(t/h)	9000
	带速/(m/s)	3.75
输送带	种类	钢绳芯橡胶输送带
	强度	St2500
	安全系数	≥8
传动滚筒	直径/mm	1000
	数量	4
	表面胶层	菱形
	结构形式	铸焊
物料特性	名称	粉矿、块矿、球团矿
	堆积密度/(t/m³)	2.3
	粒度/mm	≤75
	种类	金属矿物
拉紧	形式	塔架
	最大拉紧力/kN	500
	拉紧行程/m	10
驱动	电动机功率	4×450kW
	减速机	FH960.21.L1A-00

第17章

气垫带式输送机

17.1 概述

17.1.1 工作原理

气垫带式输送机(以下简称气垫机)是用薄气膜支承输送带及其所承载物料的带式输送机。它将托辊带式输送机的托辊用带孔的气箱代替。气垫机的纵向方向是一个封闭的长形箱体,俗称气箱(室)(见图17-1)。气箱是由盘槽、气箱侧板、气箱底弧板组焊成箱形结构,强度好、刚性好、抗扭抗弯性能优,可承受较大的冲击力。盘槽6是由一段圆弧和两段与圆弧相切的切线组成。盘槽上按一定规律布置了很多节流孔,当气源向气箱内提供具有一定压力和流量的空气后,气箱内的空气经盘槽上的节流孔逸出,在输送带与盘槽之间形成一层具有一定压力的气膜,称为气垫,支承输送带及物料。输送带1围绕驱动滚筒2和改向滚筒3运行,从而把物料5从料斗4运到料仓11。

气垫机的最大特点是输送带及其上物料由盘槽上的“气垫层”支承,由驱动滚筒2驱动,连续运行,空载分支仍然用托辊支承(承载分支用气垫支承,空载分支用托辊支承,故称之为混合式气垫机,若空载分支与承载分支一样,均制作成一个纵向封闭型的长形气箱,用气垫支承,则称为全气垫机)。气垫机采用1台中低压风机9通过气箱进风口8,不停地把空气吹入气箱,空气沿气箱纵向流动充满气箱,形成一定的压力,并通过盘槽6上的无数节流孔13逸入槽底。由于节流孔的布置尺寸和孔径是经过优化组合设计的,因此在输送带和盘槽之间便形成一层稳定的气垫层,气垫支承着

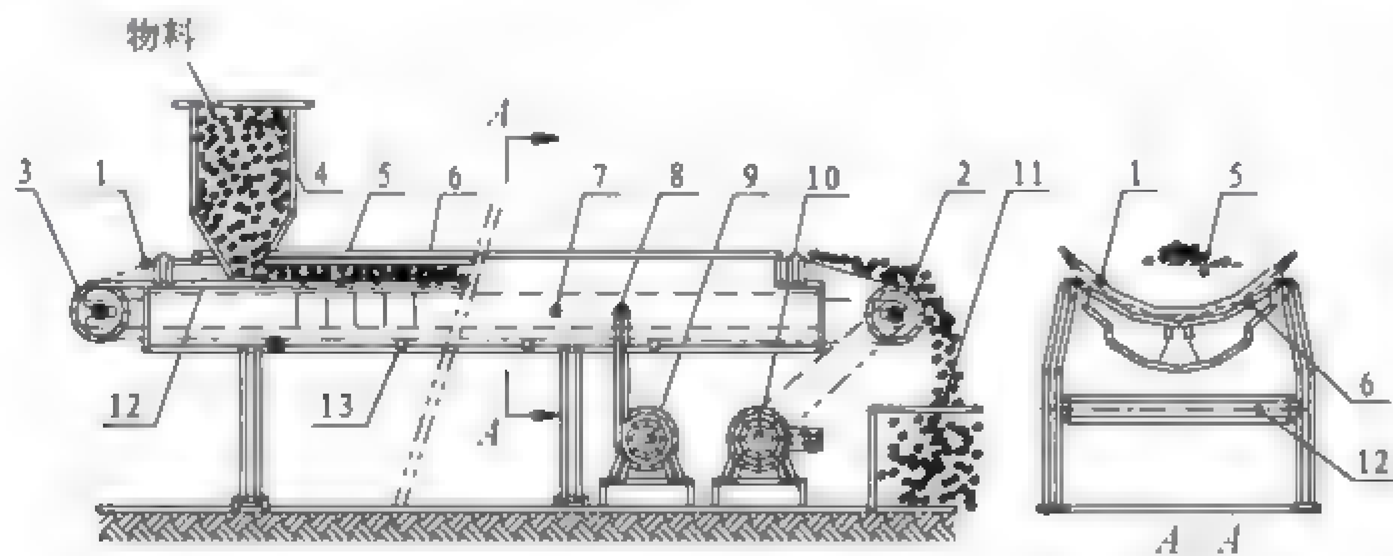


图17-1 混合式气垫带式输送机简图

1—输送带;2—驱动滚筒;3—改向滚筒;4—料斗;5—物料;6—盘槽;7—气箱;8—气箱进风口;9—风机;10—电动机;11—料仓;12—下托辊;13—节流孔

输送带及其物料，并具有一倍多的气垫刚度适应承受负荷的变化，变原托辊带式输送机的固体滚动摩擦为流体摩擦，摩擦系数仅为原托辊带式输送机的三分之一，显著地减小了摩擦阻力和运行阻力，同时克服了原托辊带式输送机波浪式运行的弱点，不跑偏，不撒料，运行平稳，安全可靠。

17.1.2 主要特点

与托辊带式输送机相比，气垫机有以下主要特点：

(1) 耗能少。气垫机以气垫代替托辊支承，变滚动摩擦为流体摩擦，大大减少了牵引力和运行阻力，功率消耗比托辊带式输送机节约10%～20%。且输送量越大，输送距离越长，节能效果越显著。

(2) 重量轻。由于气箱采用箱形断面，气垫机的纵向支架可承受较大弯矩和扭矩；又因托辊数量极少(仅在气垫机两端各设几套过渡托辊)，输送带层数和厚度较少，自重较轻，单位自重的强度系数与刚度系数比较大，从而大大提高了设备的超载能力。

(3) 寿命长。气垫机便于实现全线全密封，同时由于输送带张力小，磨损少，不跑偏，加之气垫对输送带有冷却作用，故而输送带的使用寿命可延长2～3倍。

(4) 维修费用低。气垫机仅在头、尾有几组过渡托辊，转动部件少，事故点少，可靠性强，磨损小，从而大大减少了维修工作量和维修费用。实践证明，气垫机比托辊带式输送机节约维修费用70%～75%。

(5)输送平稳，工作可靠。托辊带式输送机运行中，输送带是波浪式向前运行，物料颠簸、撒料严重、输送带跑偏、磨损大。气垫机完全克服了上述缺点，运行十分平稳，不颠簸，不撒料，不跑偏，不扬尘，不会把散料的粒度自动分级，特别适宜输送按工艺比例配制好的混合散料。

(6)启动功率低，可以直接满载启动。托辊带式输送机的启动功率大，一般为运行功率的1.5～2.5倍，并且难以实现全线满载启动。气垫机只要形成稳定的气垫层之后，驱动电动机的启动功率与运行功率相差甚微，并且在全线满载时，无须采取任何辅助措施便可轻易直接启动。

(7)输送能力高。气垫机最佳运行速度3～4.5m/s，最低运行速度0.8m/s，最高可达12m/s。因此，可大大提高输送能力。加之其装料断面大，平稳性好，在同一输送量和工艺条件下，气垫机可减少1～2级型号，即托辊输送机需采用B1200时，气垫机只需采用B1000或B800，输送带层数也会减少，可节省投资。

(8)宜于全密封，污染少。气垫机沿机长设有密闭气箱，托辊数量很少，可以进行全线全密封，有利于安装除尘设备，宜于全程密闭输送，不扬尘，不污染，噪声低，环境清爽，能实现干净、环保、生态文明连续输送。

17.1.3 适用范围

气垫机是通用系列产品，可广泛用于煤炭、电力、冶金、化工、机械、粮食、轻工、港口和建材等行业。由单机或多机组合成输送系统，输送堆积密度一般小于3500kg/m³的各种粉状、粒状和块状物料，尤其适用于输送按一定比例配制好的混合物料，也可输送软包装的成件物品。

气垫机适用的工作环境温度一般为－25～＋40℃。对于特殊环境，如要求具有耐热、耐寒、防水、防腐、防爆和阻燃等条件，应采取相应的防护措施。

1. 传送物料性状

(1) 散状物料：气垫机允许输送的散状物料粒度取决于带宽、带速、盘槽槽角和输送倾角，也取决于大块物料出现的频率。各种带宽适用的最大粒度见表17-1。

表17-1 各种带宽适用的最大粒度

带宽/mm	最大粒度/mm
500	100
650	150
800	200
1000	300

续表

带宽/mm	最大粒度/mm
1200	300
1400	300
1600	350
1800	350
2000	350
2200	350
2400	350

(2) 成件物品：气垫机适用于输送单件重量较轻、软包装的成件物品，要求成件物品的横向尺寸比带宽小50～100mm。成件物品在输送带上的单位面积压力应小于5kN/m²。

2. 气垫机输送的输送倾角

气垫机可用于水平、倾斜向上或向下输送，也可采用凸、凹弧段与直线段组合的输送形式。

(1) 向上输送散状物料时，不同物料允许的气垫机最大输送倾角见表17-2。

表 17-2 各种散状物料的特性及允许的最大输送角

物料名称	堆积密度/(kg/m³)	堆积角/(°)	允许的最大输送倾角/(°)
风干锯末	200～300	40	30
玉米	700～800	35	19
土豆	600～800	28	16
新木屑	200～500	50	21
无烟煤(块)	900～1000	27	18～19
无烟煤(细碎)	1000	27	22
褐煤块	700～900	35～45	22
粉煤、精煤、中煤、尾煤	600～850	45	23～26
原煤	850～1000	50	21～24
焦炭	500～700	50	21～24
焦炭(粉粒状)	400～560	30～45	23
铁矿石、岩石、石灰石(粒度均匀)	1600	35	17～19
破碎的石灰(大块)	1600～2000	38	21
干砂	1300～1400	30～35	19
湿砂	1400～1900	45	23～28
废型砂	1200～1300	39	23
混有砾石的砂(湿)	2000～2400	30～35	21～25
干松泥土	1200～1400	35	23
湿土	1700～2000	30～45	23～27
油母页岩	1400	39	21～25
高炉渣	1300	35	21～24
水泥	1200～1500	30～40	18～23
盐	800～1300	25	23
碎石和砾石	1500～1800	30～40	19～24
铁矿石	1700～2500	35	21～24
铁矿石块	2500～3000	32	18
剥离物	1600～1700	25	20
谷物	700～850	24	18
化肥	900～1200	18	15～18

注：物料的堆积密度及堆积角随物料的水分、粒度和带速等的不同而变化，应以实测为准，本表仅供参考。

(2) 向下输送散状物料时，允许的气垫机最大输送倾角为表17-2所列值的85%。

(3) 成件物品允许的气垫机最大输送倾角见表17-3。

表 17-3 成件物品允许的最大输送倾角

成件物品	允许的最大输送倾角/(°)
亚麻和黄麻袋子	18～20
纸制袋子	15～17

17.1.4 国内外水平及发展趋势

20世纪70年代初，荷兰TWente大学的C. O. Jonkers教授率先推出了气垫机。1972年，荷兰Sluis公司形成批量生产，年产气垫机20km以上。与此同时，苏联、德国、英国、美国、日本等发达国家相继研制开发了这种气垫机，在气垫形成机理、节流孔布置形式、气箱断面形状、气箱结构形式、供风装置和风量风压匹配等方面进行了深层次研究，进一步完善了气垫机的设计理论和设计方法，拓宽了气垫机

的应用范围。在国外，气垫机的初始应用阶段，主要用于容重较小的谷物，输送量小于500t/h。在2000年以后，发展到运送煤炭、砂石、铁矿石、有色金属等，输送量从500t/h发展到现在的4500t/h，带宽从0.5m延伸到1.8m，形成带宽系列为0.5，0.65，0.8，1.0，1.2，1.4，1.6，1.8m的系列产品，节能效果为10%～20%，运行效果远远优于托辊带式输送机。

从1983年我国天津港和大连港同时引进英国西蒙公司全气垫全密封气垫机算起，我国气垫机的应用研究已经历了三十多年。在此期间，我国气垫机的发展取得了令人瞩目的成绩，尤其在港口散粮工程中，气垫机得到了广泛应用。例如大连港、锦州港、青岛港、营口港、日照港、岚山港、湛江港、广州港等港口都大量使用了气垫机。气垫机的输送距离可以从几千米到多达几十千米。与此同时，气垫机理论的深层次研究也取得了可喜的成果。尤其是气箱结构、供风装置、节流孔布置方式、漏料储料装置、气箱断面形状、风量风压匹配等方面的创新技术，使气垫机产品技术得到飞跃发展。目前带宽1.8m、输送量达到4500t/h的气垫输送机，在全线满载的情况下仍能轻易地直接进行重载启动，节能效果达到10%～25%。尤其是供风装置中的分风分流装置的创新设计，大大提高了气垫机气垫的均匀稳定性，为大输送量和超大输送量的深层次研究奠定了坚实的技术基础。

随着全球工业化的快速发展，国内外气垫机的发展也在不断地向节能、环保、低碳、高效等方面逐步深化。随着技术的进步，国内外气垫机的研制正在顺应现代物流发展的新形势，朝着智能化、大型化、景观化的方向深入发展。

17.2　主要部件

17.2.1　气垫机组成

气垫机的组成见图17-2。

17.2.2　主要部件结构形式

气垫机的结构形式分为半气垫形式，也称混合型(仅上分支以气垫支承)和全气垫型(上、下分支均采用气垫支承)两大类。半气垫型又分为混合敞开型和混合密封型两种，全气垫型又分为全气垫敞开型、全气垫密封型、全气垫敞开新型和全气垫密封新型等四种。

1. 半气垫型(俗称混合型或单气室)

(1) 混合敞开型(见图17-1和图17-3(a))

承载段采用气箱，以气垫支承皮带及其上物料，回空段仍然采用托辊支承，将物料从起点运送到终点。

(2) 混合密封型(见图17-3(b))

该结构形式与上述混合敞开式基本相同，其主要区别在于增设了密封罩结构。如果只设置上部密封罩，则称为上部密封结构的混合密封型；如果同时增设上部密封罩和侧边密封罩，则称为混合全密封型。

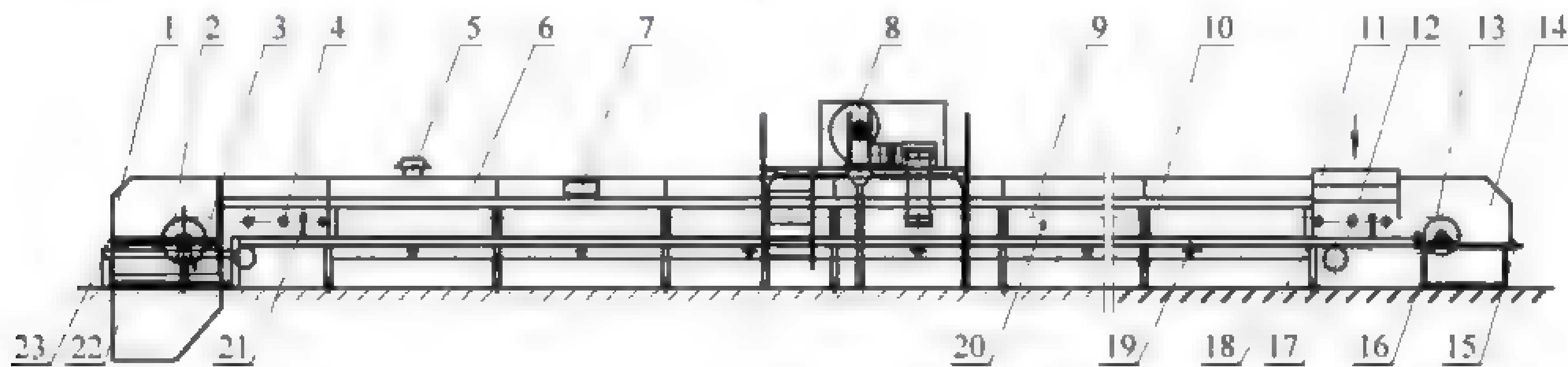


图17-2　气垫带式输送机整体结构图

1—头罩；2—传动滚筒；3—合金橡胶清扫器；4—头部过渡托辊；5—透气罩；6—密封罩；7—观察孔门；8—供风装置；9—输送带；10—拉线开关；11—导料槽；12—尾部过渡托辊；13—改向滚筒；14—尾罩；15—螺旋拉紧装置；16—尾架；17—空段清扫器；18—拉力保护装置；19—平行下托辊；20—气压传感器；21—两极跑偏开关；22—漏斗；23—头架

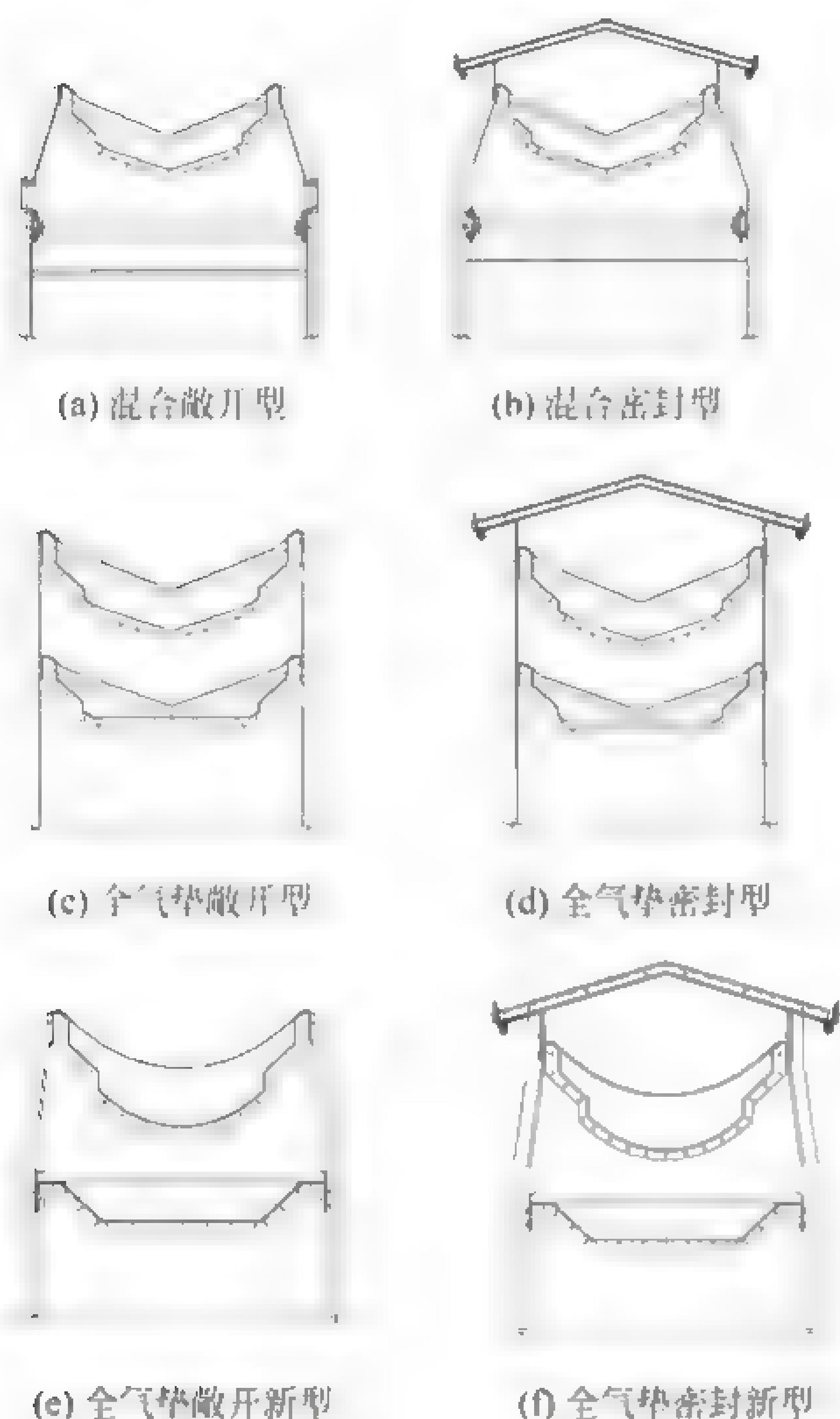


图 17-3　基本结构形式

2. 全气垫型(俗称双气室)

(1) 全气垫敞开型(见图 17-3(c))

本结构是在承载段和回程段均采用气箱，以气垫支承。该结构从根本上克服了输送带运行的不稳定问题。这种结构也不设置上部密封罩和侧边密封罩，上、下气箱都是采用槽形气箱，耗气量偏大，但运行效果较好，性价比高。

(2) 全气垫密封型(见图 17-3(d))

全气垫密封型与全气垫敞开型的结构基本相似，其主要不同点是增设了密封罩。如果只设上部密封罩，则称为上部密封结构的全气垫型；如果同时设置上部密封罩和侧边密封罩，则称为全气垫全密封型。

(3) 全气垫敞开新型(见图 17-3(e))

全气垫敞开新型与全气垫敞开型的基本结构相同，主要区别是下气箱采用了平形气箱，下气箱的耗气量可节省 50%，节能效果显著。

(4) 全气垫密封新型(见图 17-3(f))

全气垫密封新型与全气垫敞开新型的结构和技术特点基本相同，其不同点在于增设了上部密封罩或侧边密封罩。如果同时设置上部密封罩和侧边密封罩，则称为全气垫全密封新型。

17.3　产品规格及标记

(1) 气垫机的主要技术参数

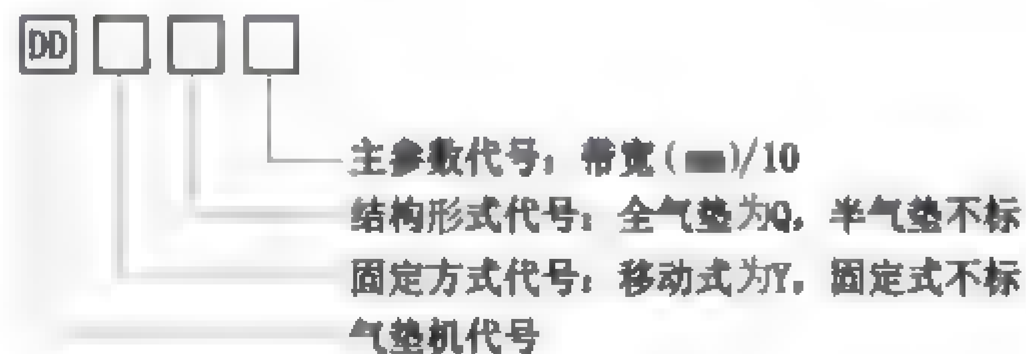
气垫机的基本参数应符合表 17-4 的规定。

表 17-4　气垫机的基本参数

带宽/mm	300，400，500，650，800，1000，1200，1400，1600，1800，2000，2200，2400
名义带速/(m/s)	0.25，0.315，0.4，0.5，0.63，0.8，1.0，1.25，1.6，2.0，2.5，3.15，4.0，4.5，5.0，5.6，6.3
滚筒直径/mm	200，250，315，400，500，630，800，1000，1250，1400，1600，1800
托辊直径/mm	63.5，76，89，108，133，159，194，219

(2) 规格及其型号表示方法

本系列设计的气垫带式输送机产品规格以带宽表示分别为：500，650，800，1000，1200，1400，1600，1800，2000，2200 和 2400。型号标记及代号含义如下：



标记示例：

带宽 650mm，移动式全气垫型气垫带式输送机标记为：DDYQ65 JBT××××—××。

17.4　总体设计及主要参数确定

17.4.1　总体设计选型要领

气垫机输送机的典型布置形式见图 17-4。

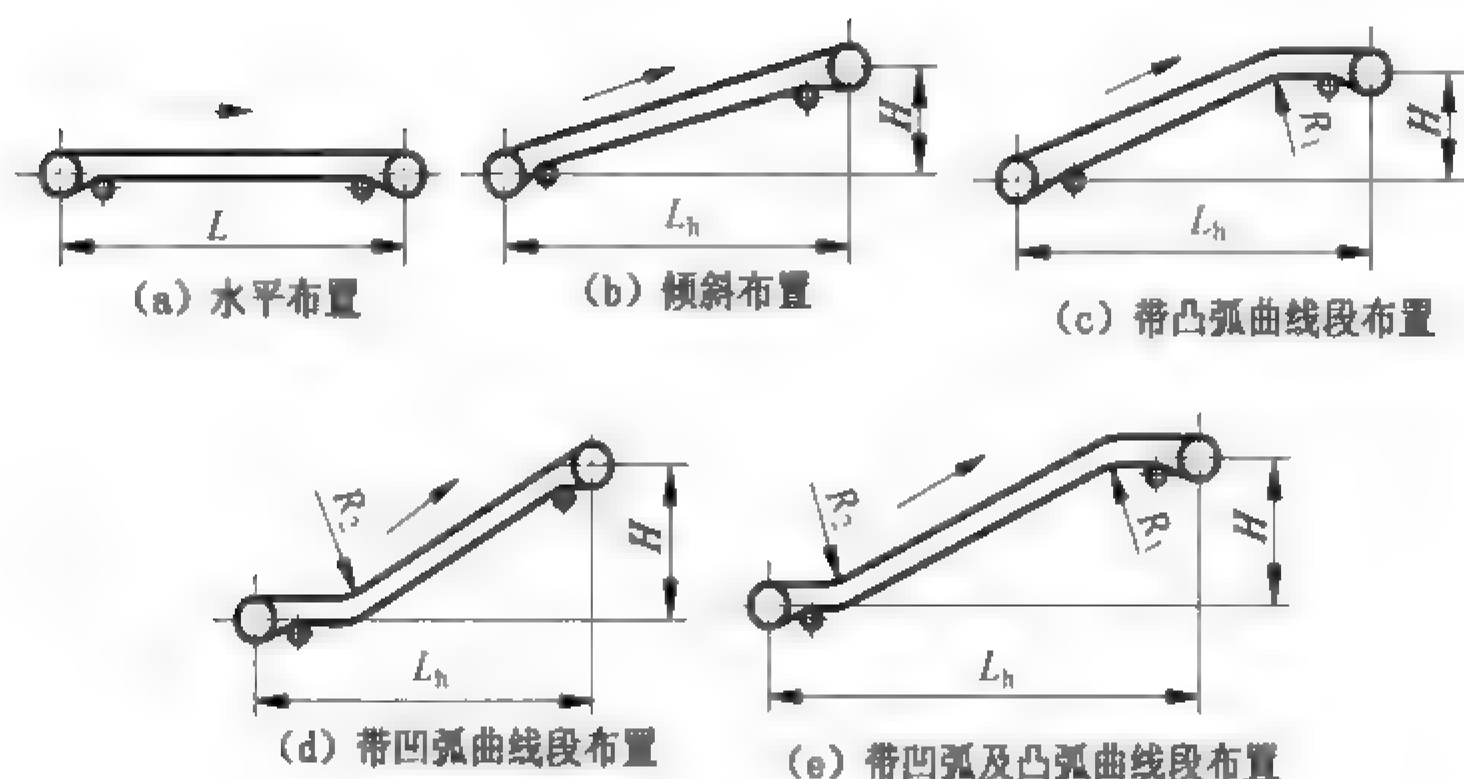


图 17-4　输送机布置形式

17.4.2　头尾过渡段

输送带在滚筒处是平面形状，在气箱承载段上为圆弧状，因此承载段气箱与头、尾滚筒之间应有过渡段。过渡段长度可参照带式输送机滚筒至最近一组槽形托辊的距离确定，或参照下式计算：

(1) 头部过渡段长度

$$L_1=(1.0\sim1.3)a_0+(0.5\sim1.0)$$

(2) 尾部过渡段长度

$$L_2=(1.0\sim1.3)a_0+L_d+(0.5\sim1.0)$$

式中：a_0——承载段托辊间距，m，参照 TD75 或 DTⅡ选取；

L_d——导料槽长度，m，若加料段采用气箱时，取 $L_d=0$。

当盘槽边角 λ_D 较大时，L_1、L_2 取大值。L_1 较大时，应加设1～3组过渡槽形托辊。靠近气箱端部配置一组五辊式托辊；靠近滚筒的托辊槽角逐步减小。尾部过渡段采用槽形托辊，当盘槽边角大时，应同头部一样，加过渡槽形托辊。

17.4.3　盘槽边角

盘槽边角主要根据设计输送量的大小来确定。以带宽 $B=1000$mm 为例，当盘槽边角从 30°增大到 60°时，最大允许装料横断面面积 F_{max} 增大 42%，所以增大盘槽边角是提高输送量的有效途径。但是，深槽型盘槽($\lambda_D\geqslant45°$)不宜输送软包装成件物品。

17.4.4　受料点及多点装料问题的处理

当落差小于 2m，物料粒度不大于 50mm 时，可直接在气箱上受料，无论单点或多点受料，均应按此处理。当物料粒度及落差大时采用缓冲托辊受料。

当从另一台输送机来料，可使用转载溜槽。给料方向应与输送机运料方向一致，并且对准输送机的中心线，甚至短时间中段给料，气垫机仍能正常运行，但给料量不得长时间超载。

当物料中含有较大颗粒时，为防止破坏已形成的气膜，建议给料溜槽应设计成使物料中的细粉和小颗粒先落在输送带上，形成一缓冲垫层，溜槽形式可参考图 17-5。

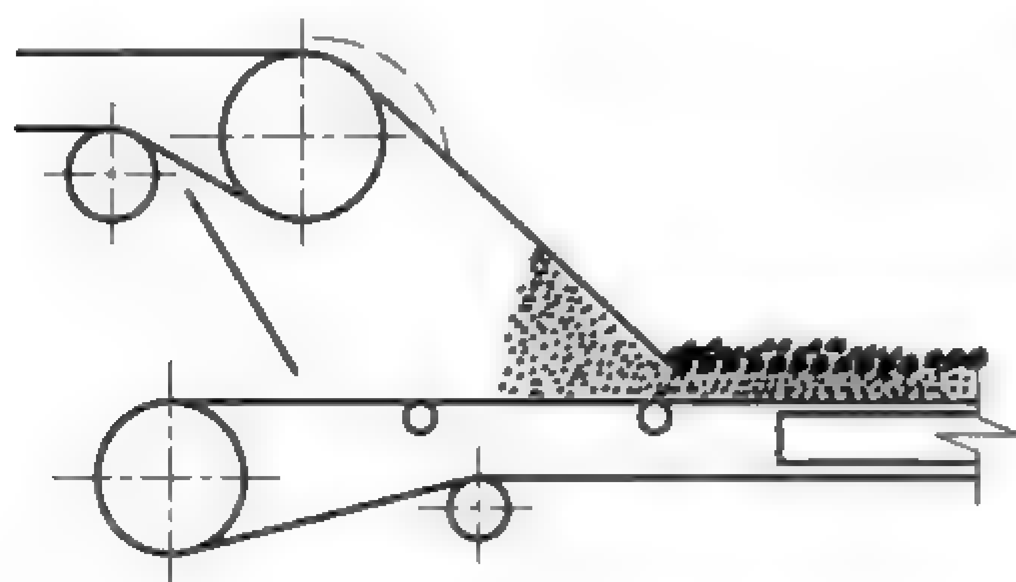
给料点不能设在曲线段，最好设在水平段，也可设在倾角小于 5°的倾斜段。生产经验证明，倾角大时，给料点设在倾斜段容易撒料。

17.4.5　输送机长度

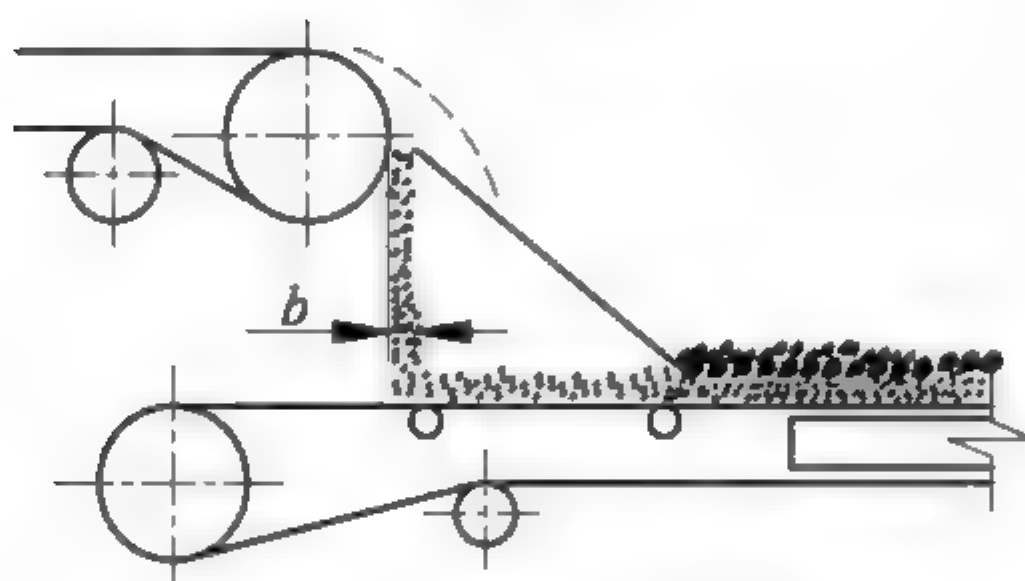
气垫机的长度可以根据用户需要设计。若带式输送长度大于等于 100m 时，风机供风量不能满足要求时，可用多台风机分段供风，各段气箱隔开。

17.4.6　带速

气垫机的运行速度可提高到 12m/s，但最佳速度为 3～5m/s，带速选择应以生产工艺要求和实际需要来选用。带速、带宽与输送量的



(a) 在给料溜槽底板末端作成格栅
(长300~600mm　缝隙上窄下宽)



(b) 在给料溜槽底板前端留出间隙
(b的宽窄根据经验确定)

图 17-5　给料溜槽形式

匹配关系见表 17 5。

(1) 对于较长的水平输送机，应选择高带速；输送机倾角较大、输送距离较短时，则应选择较低带速。

(2) 输送粉尘很大的物料时，带速宜选择 0.8～1.25m/s。

(3) 人工配料称重时，带速宜选用 1.25m/s。

(4) 卸料装置采用犁式卸料器时，带速不宜超过 2.0m/s。

(5) 输送成件物品时，带速应不大于 1.25m/s。

17.4.7　传动滚筒参数、改向滚筒参数、输送带强度及辊子参数

输送带强度、传动滚筒参数、改向滚筒参数及辊子参数见第 16 章、TD75 型或 DTⅡ(A)型带式输送机设计手册。

17.4.8　逆止问题

气垫机在停车后，气膜消失，摩擦阻力增大，即使是满负荷停车，大倾角输送机的承载带也不会下滑，所以在选择逆止器时可以适当减小逆止力。

表 17-5　带速 v、带宽 B 和体积输送量 I_V 的匹配关系　　m^3/h

B/mm \ I_V \ v/(m/s)	0.8	1.0	1.25	1.6	2.0	2.5	3.15	4.0	(4.5)	5.0	(5.6)	6.3
500	69	87	108	139	174	217						
650	127	159	198	254	318	397						
800	198	248	310	397	496	620	781					
1000	324	405	507	649	811	1014	1278	1622	—	—	—	—
1200	—	593	742	951	1188	1486	1872	2377	2674	2971	—	—
1400	—	825	1032	1321	1652	2065	2602	3304	3718	4130	—	—
1600	—	—	—	—	2186	2733	3444	4373	4920	5466	6122	—
1800	—	—	—	—	2795	3494	4403	5591	6291	6989	7829	9083
2000	—	—	—	—	3470	4338	5466	6941	7808	8676	9717	11277
2200	—	—	—	—	—	—	6843	8690	9776	10863	12166	14120
2400	—	—					8289	10526	11842	13158	14737	17104

注：(1) 输送量 I_V 值按水平输送、物料堆积密度为 γ－1000kg/m³、输送机倾角系数 c－1.0(见表 17 14)、动堆积角 θ－20°、气箱盘槽角 λ－35°时计算，当 γ、c 值改变时，输送量应按比例增减；(2) 动堆积角 θ 改变时，输送量应乘表 17 6 所列动堆积角系数；(3) 表中带速(4.5)、(5.6)为非标准值，一般不推荐选用。

表 17-6　动堆积角系数 ρ

动堆积角 θ/(°)	15	20	25	35
系数 ρ	0.77	0.83	0.92	1.08

17.4.9　气垫机对电控设计的要求

(1) 启动风机，形成气垫后才能启动电动机，100m 长的气垫机形成气垫的时间约为 6～10s。电控应具有联锁功能，并可延时。

(2) 风机可单独启动，以备试验测试数据。

(3) 停车时驱动电动机和风机应同时停止；或先停驱动电动机，后停风机。

(4) 若风机损坏，驱动电动机应自动立即停止工作。

17.4.10　气垫机的计量

输送的物料粒度较均匀，可直接采用核子皮带秤在气垫机上计量。若粒度范围大或有其他要求时可采用电子皮带秤，但此时电子皮带秤安装处气箱要断开，用托辊代替，托辊组两侧的气箱要用气管连接，托辊槽角与气箱盘槽边角保持一致。

17.5　部件选用说明

气垫机的很多部件与普通带式输送机相同，如驱动装置、传动滚筒、改向滚筒、托辊、逆止器、拉紧装置、清扫器等，选型参见 TD75 型或 DTⅡ(A)型带式输送机设计手册，本节仅介绍差异部分。

17.5.1　输送带

(1) 输送带是气垫机承载物料的承载件和牵引件。气垫机采用普通型输送带。抗拉体(芯层)有棉织物芯层、尼龙织物芯层、聚酯织物芯层等几种。DD 系列设计选用的输送带规格和技术参数见表 17-7。

表 17-7　织物芯层输送带规格和技术参数(参考值)

抗拉体(芯层)材料	输送带型号	扯断强度 σ/[N/(mm·层)]	每层厚度/mm	每层质量/(kg/m²)	伸长率/%	带宽范围/mm	层数范围	覆盖胶厚度/mm		覆盖胶质量/(kg/m²)
								上	下	
棉帆布	CC-56	56	1.5	1.36	1.5～2	300～2000	2～10	1.5,3,4.5,6,8	1.5,3,4.5	1.19
维纶帆布	VV-100	100	1.45	1.65	4	300～2000	2～10	3,4.5,6,8	1.5,3,4.5	1.19
维棉帆布	VC-60	60	1.10	1.45	4	400～1600	2～6	3,4.5,5,6	1.5,3	1.125
	VC-96	96	1.10	1.20	4	300～2000	2～10	3,4.5,6,8	1.5,3,4.5	1.19
维涤帆布	VP-30	30	1.0	1.40	4	300～2000	2～4	0,0.5,1,1.5,2	0,0.5,1	1.35
涤棉帆布	TC-65	65	1.05	1.40	3.5	400～1600	2～6	3,4.5,5,6	1.5,3	1.125
涤纶帆布	PP-90	90	1.00	1.40	4	300～2000	2～4	0,0.5,1,1.5,2,2.5,3.0	0,0.5,1	1.35
	PP-150	150	1.00	1.40	3.5	400～1600	2～4			
锦纶(尼龙)帆布	NN-100	100	1.00	1.02	1.5～2	400～1800	2～6	1.5,3,4.5,6,8	1.5,3,4.5	1.19
	NN 150	150	1.10	1.15	1.5～2	300～2000	2～6			
	NN-200	200	1.20	1.25	1.5～2	300～2000	2～6			
	NN 250	250	1.30	1.32	1.5～2	300～2000	2～6			
	NN-300	300	1.40	1.42	1.5～2	300～2000	2～6			
	NN 350	350	1.40	1.65	1.5～2	800～2000	2～6			
	NN 400	400	1.50	1.80	1.5～2	1000～2000	2～6			

续表

抗拉体(芯层)材料	输送带型号	扯断强度 σ/[N/(mm·层)]	每层厚度/mm	每层重量/(kg/m²)	伸长率/%	带宽范围/mm	层数范围	覆盖胶厚度/mm		覆盖胶质量/(kg/m²)
								上	下	
聚酯(涤纶)帆布	EP 100	100	1.20	1.22	1.5	400～1800	2～6	3,4.5,6,8	1.5,3,4.5	1.19
	EP-200	200	1.30	1.32	1.5	650～2200	2～6			
	EP-300	300	1.50	1.52	1.5	650～2200	2～6			
	EP-400	400	1.65	1.96	1.5	1000～2000	3～6			
	EP 500	500	1.75	2.10	1.5	1000～2000	3～6			

(2) 各种织物芯层输送带的最小和最大许用层数见表 17-8。

(3) 各种织物芯层输送带允许的最小传动滚筒直径见表 17-9。

表 17-8　各种织物芯层输送带的最小和最大许用层数

输送带型号	层数极限	物料堆积密度/(kg/m³)	带宽/mm								
			500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
CC-56 NN-100	最小	500～1600	2	2	2	3	3	3	3	3	3
		1600～2500	2	2	2	3	3	3	3	4	4
	最大	—	3	3	3	4	4	4	4	5	5
NN-150 EP-100	最小	500～1600	2	2	2	3	3	3	3	3	4
		1600～2500	2	2	2	3	3	3	3	4	4
	最大	—	3	3	3	4	4	4	4	5	5
NN-200	最小	500～1600	2	2	2	2	3	3	3	3	3
		1600～2500	2	2	2	3	3	3	3	3	3
	最大	—	3	3	3	3	4	4	4	4	5
NN-250 EP-200	最小	500～1600	2	2	2	2	3	3	3	3	3
		1600～2500	2	2	2	3	3	3	3	3	3
	最大	—	3	3	3	3	4	4	4	4	5
NN-300 EP-300	最小	500～1600	—	—	3	3	3	3	3	3	3
		1600～2500	—	—	3	3	3	3	3	3	3
	最大	—	—	—	4	4	4	4	4	4	5
NN-400 EP-400	最小	500～1600	—	—	3	3	3	3	3	3	3
		1600～2500	—	—	3	3	3	3	3	3	3
	最大	—	—	—	4	4	4	4	4	5	5
NN-500 EP-500	最小	500～1600	—	—	3	3	3	3	3	3	3
		1600～2500	—	—	3	3	3	3	3	3	3
	最大	—	—	—	4	4	4	4	5	6	6

表 17-9　各种织物芯层输送带允许的最小传动滚筒直径

最小滚筒直径/mm　层数 型号	3	4	5	6	7	8
CC-56,NN 100	500	500	630	800	1000	1000
NN 150,EP 100	500	500	630	800		
NN 200～NN 600EP 200～EP 600	500	630	800	1000		

(4) 输送带质量。织物芯层输送带质量根据抗拉体和覆盖胶层厚度参照输送带制造厂样本选取，表 17 10 为参考质量。

(5) 各种带宽适用的输送物料粒度见表 17 11。

(6) 安全系数。输送带的安全系数应根据

表 17-10　织物芯层输送带质量(参考值)

帆布层数 Z	上胶+下胶厚度/mm	带宽 B/mm					
		500	650	800	1000	1200	1400
		q_B/(kg/m)					
1	3.0+1.5						
	4.5+1.5	3.65	4.75				
	6.0+1.5						
2	3.0+1.5	4.22	5.47				
	4.5+1.5	5.08	6.64				
	6.0+1.5	5.93	7.76				
3	3.0+1.5	5.02	6.52	8.03			
	4.5+1.5	5.88	7.67	9.42	—	—	—
	6.0+1.5	6.74	8.79	10.82			
4	3.0+1.5	5.82	7.57	9.31	11.64		
	4.5+1.5	6.68	8.70	10.70	13.37		
	6.0+1.5	7.55	9.82	12.10	15.09		
5	3.0+1.5		8.62	10.60	13.25	15.90	18.55
	4.5+1.5	—	9.73	11.98	14.98	17.95	20.95
	6.0+1.5		10.87	13.38	16.71	20.05	23.35
6	3.0+1.5			11.80	14.86	17.82	20.80
	4.5+1.5	—	—	13.28	16.59	19.90	23.20
	6.0+1.5			14.65	18.32	22.00	25.65
7	3.0+1.5				16.47	19.80	23.10
	4.5+1.5	—	—	—	18.20	21.85	25.50
	6.0+1.5				19.93	23.95	27.95
8	3.0+1.5				18.08	21.65	25.30
	4.5+1.5	—	—	—	19.81	23.80	27.75
	6.0+1.5				21.54	25.82	30.10
9	3.0+1.5					23.60	27.55
	4.5+1.5	—	—	—	—	25.70	30.00
	6.0+1.5					27.80	32.40
10	3.0+1.5					25.55	29.80
	4.5+1.5	—	—	—	—	27.65	32.25
	6.0+1.5					29.70	34.70
11	3.0+1.5						32.10
	4.5+1.5	—	—	—	—	—	34.50
	6.0+1.5						36.80
12	3.0+1.5						34.30
	4.5+1.5	—	—				36.70
	6.0+1.5						39.20

表 17-11 带宽与适宜的最大物料粒度

物料类别 \ 最大粒度/mm \ 带宽 B/mm	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
已筛分(均匀,全为块料)	50	70	100	130	160	200	240	280	320	360	400
未筛分(粉料,块料占 20%)	70	100	150	180	200	220	250	300	360	400	450

安全、可靠、寿命及制造质量、经济成本、接头效率、启动系数、现场条件、使用经验等综合考虑。选用时应参照各制造厂的样本。表 17-12 为棉帆布芯输送带安全系数 n 推荐值,仅供参考。

表 17-12 棉帆布芯输送带安全系数 n

织物芯层数	2～3	4～5	6
n(硫化接头)	8～9	9～10	10～12

棉帆布芯层输送带 $n=8\sim9$,层数少,接头效率低时可大于此值。

锦纶(尼龙)、涤纶(聚酯)织物芯层输送带,硫化接头取安全系数 $n=10\sim12$。

(7) 输送带接头。气垫机聚酯尼龙和织物芯层输送带的接头均采用硫化接头,不能采用机械接头。接头长度可参照 TD75 和 DTⅡ(A)带式输送机设计手册。

17.5.2 气箱

气箱是用来形成气垫支承输送带及物料的关键部件,由薄钢板折弯成形焊接而成。本系列设计的气箱结构是用水波纹气流流向理论和二次槽角设计法设计的新型结构,由折线和曲线组成,为便于气流流动的复合曲面。气箱盘槽的槽角一般为 36°～55°,气箱标准长度为 3m。气箱都带有支架,气箱分为标准气箱、端部气箱、风源气箱、中间气箱、凹弧段气箱和非标气箱。

如需将 DTⅡ型或 TD75 型托辊带式输送机改为气垫机,原则上托辊带式输送机的支架可维持不变,将托辊去掉,换成气箱;驱动装置和张紧装置原则上也可以维持原状。推荐将供风装置置于气垫机的中部,尽量使两端长度相等。

17.5.3 支承构件

支承构件是气垫机的支承物,包括机架、中间架和气箱支架等。

头架、尾架、中间架、驱动装置架可按 TD75 型或 DTⅡ型带式输送机设计手册有关内容选用。

17.5.4 头部漏斗

头部漏斗是用于导料、控制料流方向的装置,也可起防尘作用。

(1) 本系列漏斗有普通型和调节挡板型(3 型)两种。其中普通型又分为不带衬板型(1 型)和带衬板型(2 型)两种,根据带速不同选用。带速范围小于等于 2.5m/s 时采用 1 型;带速为 3.15m/s 时采用 2 型,2 型漏斗在水平输送时带速可达 4m/s;3 型适用带速范围为 1.6～5m/s。

(2) 订货时要注明清扫器的类型(如重锤式或 HP 型刮板式等),以便确定漏斗上清扫器的安装孔。

(3) 选用本系列漏斗时,设计者还应根据输送机之间的搭接高度设计漏斗与导料槽间的连接段。

17.5.5 防雨罩

防雨罩是用于气垫机防雨的装置。防雨罩与气箱相配,分上部防雨罩和侧面防雨罩两部分。气垫机可以方便地安装防雨罩,从而在不建设输送机走廊的条件下广泛用于露天输送。

17.5.6 供风装置

供风装置是向气垫机气箱供气的组合体,由通风机、风管、稳压气箱、风源气箱、分风分

流装置、调节阀门等组成。当风机噪声大于85dB时,应增设隔声或其他消声装置。第三代气垫机已配置专用风机,目前已形成气垫机专用风机系列,如5-50、7-36、6-41、6-27等。有时也可以选用4-72、9-19、9-26、CQ等型号的风机,选用原则为选用风机的风量和风压基本与气垫机的运行工况相适应。

17.5.7　电气及安全保护装置

1. 对电控的要求

气垫机的驱动电动机和通风机除了应设置过载、短路、断路保护装置外,还应满足以下要求:

(1) 正常启动时,必须先启动通风机,待气室内压力达到预定值时(一般需3～8min),驱动电动机方可启动运行。

(2) 正常停止时,可同时停止通风机和驱动电动机,也可先停驱动电动机,然后再停通风机。

(3) 当通风机故障停止时,驱动电动机必须立即自动停止。但当驱动电动机故障停止时,通风机可正常运行。

(4) 因故障使驱动电动机停止,当故障排除后,驱动电动机不应自行启动。

(5) 对于多机驱动,必须考虑如何平衡各驱动部分的速度和功率。

2. 安全保护装置

气垫机安全保护装置除增设低气压保护装置外,其他安全保护事项按普通带式输送机的常规要求设置。

17.6　选型计算

17.6.1　原始数据及工作条件

原始数据及工作条件是设计气垫机的依据。设计选型时应提供以下数据:

(1) 物料名称和输送量Q。

(2) 物料的性质:①堆积密度;②粒度及颗粒组成;③堆积角θ;④温度、湿度、黏度、磨琢性和腐蚀性等;⑤输送成件物品时,成件物品的包装、单件质量和物件的外形尺寸。

(3) 工作环境:露天或室内、干燥或潮湿、环境温度、粉尘多少及有无瓦斯、气体和尘埃爆炸危险等。

(4) 卸料方式和卸料装置形式,卸料点位置、数目等。

(5)给料点数目和位置。

(6)输送机布置形式及尺寸。

17.6.2　输送带宽度和输送量计算

1. 速度的选择

带速的选择与工艺布置、输送物料、输送量、带宽等因素有十分密切的关系,有时要根据经验数据通过类比法来确定。

气垫机应选用较高带速,建议按表17-13选取,尽量取上限值。输送机倾角越大,输送距离越短,所选带速越低。

表17-13　带速选择

物料特性 \ 带速v/(m/s) \ 带宽B/mm	500,650	800,1000	1200,1400,1600,1800,2000,2200
细小粒度或易流动物料	0.8～3.15	1.0～4.0	1.0～5.0
有磨损性物料	0.8～2.5	1.0～3.15	1.0～4.0
磨损较严重物料	0.8～2.0	1.0～3.15	1.0～3.15
输送有尘埃飞扬的物料(气室加罩密闭例外)	0.8～1.25		
输送软包装成件物品	<1.25		

2. 输送量的计算

(1) 输送散状物料的最大输送量 Q_{max} 可按下式计算：

$$Q_{max} = 3600F_{max}v\rho c \quad (t/h) \quad (17\text{-}1)$$

式中：c——输送机的倾角系数，见表 17-14；

v——带速，m/s，见表 17-13；

ρ——物料松散密度，t/m³；

F_{max}——输送带最大允许装料横断面面积，m²，见表 17-15。

(2) 输送散状物料时，不同盘槽边角和各种不同带宽的输送量见表 17-16。

3. 输送带宽度的校核

(1) 根据输送量计算所选用的带宽 B，还需用物料粒度来校核。带宽与输送物料的最大粒度的关系见表 17-17。如果带宽不能满足粒度的要求，则可把带宽提高一级，但不能单从粒度考虑把带宽提高两级或两级以上，以免造成浪费。

(2) 输送软包装成件物品时，带宽应比成件物品的横向尺寸大 50～100mm，成件物品在输送带单位面积上的压力应小于 5kPa。

表 17-14　输送机倾斜角系数 c

输送机的倾斜角 δ/(°)	≤6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
浅槽形盘槽($\lambda_D<45°$)	1.0	0.96	0.94	0.92	0.90	0.88	0.85	0.81	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68
深槽形盘槽($\lambda_D\geq45°$)	1.0	0.99	0.97	0.95	0.93	0.91	0.88	0.84	0.79	0.77	0.75	0.73	0.71

注：表中未列入的角度，可用插值法求出。

表 17-15　最大允许装料断面面积 F_{max}　　m²

盘槽边角 λ_D /(°)	物料动堆积角 θ /(°)	带宽 B/mm					
		500	650	800	1000	1200	1400
30	15	0.0714	0.0316	0.0500	0.0811	0.1197	0.1659
	20	0.0197	0.0357	0.0564	0.0914	0.1348	0.1866
	25	0.0220	0.0398	0.0629	0.1018	0.1501	0.2078
	30	0.0244	0.0441	0.0696	0.1128	0.1660	0.2296
	35	0.0269	0.0486	0.0766	0.1237	0.1824	0.2523
35	15	0.0189	0.0343	0.0543	0.0881	0.1301	0.1802
	20	0.0211	0.0383	0.0606	0.0981	0.1448	0.2004
	25	0.0234	0.0424	0.0669	0.1084	0.1598	0.2211
	30	0.0258	0.0466	0.0735	0.1189	0.1752	0.2424
	35	0.0282	0.0509	0.0803	0.1299	0.1913	0.2645
40	15	0.0203	0.0369	0.0584	0.0947	0.1398	0.1936
	20	0.0225	0.0408	0.0644	0.1044	0.1540	0.2133
	25	0.0247	0.0477	0.0706	0.1144	0.1686	0.2333
	30	0.0270	0.0488	0.0770	0.1246	0.1836	0.2540
	35	0.0294	0.0531	0.0837	0.1353	0.1992	0.2755
45	15	0.0291	0.0492	0.0744	0.1163	0.1675	0.2280
	20	0.0317	0.0536	0.0810	0.1267	0.1824	0.2433
	25	0.0343	0.0580	0.0878	0.1373	0.1977	0.2691
	30	0.0371	0.0627	0.0948	0.1482	0.2134	0.2905
	35	0.0399	0.0674	0.1021	0.1596	0.2298	0.3128
50	15	0.0306	0.0518	0.0784	0.1225	0.1764	0.2401
	20	0.0331	0.0560	0.0848	0.1325	0.1907	0.2596
	25	0.0356	0.0603	0.0913	0.1426	0.2054	0.2795
	30	0.0383	0.0647	0.0980	0.1531	0.2205	0.3001
	35	0.0410	0.0693	0.1050	0.1640	0.2362	0.3214

续表

盘槽边角 λ_D /(°)	物料动堆积角 θ /(°)	带宽 B/mm					
		500	650	800	1000	1200	1400
55	15	0.0320	0.0540	0.0819	0.1279	0.1842	0.2508
	20	0.0344	0.0581	0.0880	0.1374	0.1979	0.2694
	25	0.0368	0.0622	0.0942	0.1472	0.2119	0.2885
	30	0.0393	0.0664	0.1007	0.1572	0.2264	0.3081
	35	0.0419	0.0708	0.1073	0.1676	0.2414	0.3285
60	15	0.0332	0.0561	0.0849	0.1327	0.1910	0.2599
	20	0.0354	0.0599	0.0907	0.1417	0.2040	0.2776
	25	0.0377	0.0638	0.0966	0.1510	0.2174	0.2958
	30	0.0401	0.0678	0.1027	0.1605	0.2311	0.3145
	35	0.0426	0.0720	0.1090	0.1704	0.2452	0.3339

注：物料动堆积角 θ 为其他值时，可用插值法求出。

表 17-16　各种带宽的最大输送量 Q_{max}　　t/h

盘槽边角 λ_D/(°)	物料松散密度 ρ/(kg/m³)	带宽 B/mm					
		500	650	800	1000	1200	1400
30	500	39	72	113	183	270	374
	800	63	115	181	293	432	599
	1000	79	143	226	367	540	748
	1200	95	172	272	440	648	898
	1600	127	220	362	586	865	1197
	2000	158	287	453	733	1081	1496
	2500	198	359	566	916	1351	1870
35	500	42	76	121	195	288	398
	800	67	122	193	312	460	637
	1000	84	153	241	390	575	796
	1200	101	183	289	468	690	955
	1600	135	244	385	624	921	1274
	2000	169	305	482	781	1151	1592
	2500	211	381	603	976	1439	1990
40	500	44	86	127	206	304	420
	800	71	137	203	330	486	672
	1000	89	172	254	412	607	840
	1200	107	206	305	494	728	1008
	1600	142	275	407	659	971	1344
	2000	178	343	508	824	1214	1680
	2500	223	429	635	1030	1518	2100

续表

盘槽边角 $\lambda_D/(°)$	物料松散密度 $\rho/(kg/m^3)$	带宽 B/mm					
		500	650	800	1000	1200	1400
45	500	62	104	158	247	356	484
	800	99	167	253	395	569	775
	1000	124	209	316	494	712	969
	1200	148	251	379	593	854	1163
	1600	198	334	506	791	1139	1550
	2000	247	418	632	989	1423	1938
	2500	309	523	790	1236	1779	2423
50	500	64	109	164	257	370	503
	800	103	174	263	411	592	805
	1000	128	217	329	513	739	1006
	1200	154	261	394	616	887	1207
	1600	205	347	526	821	1183	1610
	2000	256	434	657	1027	1479	2012
	2500	320	543	821	1284	1849	2515
55	500	66	112	169	265	381	519
	800	106	179	271	424	610	831
	1000	133	224	339	530	763	1039
	1200	159	269	407	636	915	1246
	1600	212	358	543	848	1221	1662
	2000	265	448	678	1060	1526	2077
	2500	331	560	848	1325	1908	2596
60	500	68	115	174	271	391	533
	800	109	184	278	434	626	852
	1000	136	230	348	544	783	1065
	1200	163	276	417	652	939	1278
	1600	217	368	556	870	1252	1704
	2000	271	459	696	1087	1565	2130
	2500	339	574	870	1359	1956	2663

注：(1) 表中最大运输能力 Q_{max} 为当各种带宽 B、盘槽边角 λ_D 和物料松散堆积密度 ρ 为表中的数值时，取带速 v 1.0m/s、倾斜角系数 $c=1.0$ 和物料动堆积角 $\theta=25°$ 的计算结果。

(2) 若设计计算的 v、c、θ 和 ρ 为其他值时，需进行换算。现举例说明换算方法：

已知带宽 $B=1000$mm，盘槽边角 $\lambda_D=30°$，带速 $v=1.6$m/s，输送机的倾斜角 $\beta=16.5°$，物料动堆积角 $\theta=30°$，物料松散堆积密度 $\rho=1300kg/m^3$。

首先，选择最接近条件，即 $\rho=1200kg/m^3$，得 $Q_{max}=440t/h$。

由于所求输送机的 v、c、θ 和 ρ，与制表的系数不符，需进行换算：带速换算系数为 1.6/1.0；输送机的倾斜角换算，经查表 17-14 用插值法求得倾斜角系数为 0.873；利用表 17-15，求得物料动堆积角换算系数为 0.1128/0.1018；物料松散堆积密度换算系数为 1300/1200。

因此，根据设计条件经换算后得

$$Q_{max}=440\times\frac{1.6}{1.0}\times0.873\times\frac{0.1128}{0.1018}\times\frac{1300}{1200}=738(t/h)$$

表 17-17　带宽及盘槽边角与物料中最大粒度的关系

带速 B/mm 最大粒度/mm 盘槽边角 λ_D/(°)		500	650	800	1000	1200	1400
<45	筛分过	80	100	140	200	240	280
	未筛分	120	160	240	300	360	420
≥45	筛分过	70	90	130	180	210	250
	未筛分	100	130	200	250	290	340

17.6.3　圆周驱动力和驱动功率计算

气垫机的圆周驱动力、驱动功率、电动机轴上制动力矩计算方法和带负荷启动验算，与普通带式输送机相同，参见本篇第16章。

需要注意的是在计算承载段阻力时，用承载段在气膜上运行的阻力系数 ω_a' 替换输送带在槽形托辊上运行的阻力系数，一般 $\omega_a'=0.008\sim0.012$。

17.6.4　各种参数计算

气垫机的大部分参数计算方法与普通带式输送机相同，本节仅介绍差异部分，其他参见第16章。

1. 输送带层数计算

$$Z=\frac{S_{max}n}{B\sigma} \tag{17-2}$$

式中：S_{max}——输送带最大工作张力，N；

n——安全系数，一般多层带取 $n=8\sim10$，减层带取 $n=9\sim12$；

σ——输送带的径向拉伸强度，普通型橡输送带 $\sigma=56$N/(mm·层)，其他品种橡输送带的 σ 值见表17-7；

B——带宽，mm。

气垫机的输送带芯层与带宽之间的关系见表17-18。

表 17-18　带宽与芯层的关系

带宽 B/mm 层数 盘槽形式	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
浅槽形盘槽	2～3	2～3	2～3	3～4	3～5	3～5	3～5	3～6	3～6
深槽形盘槽	2～3	2～3	2～3	3～4	3～5	3～5	3～5	3～6	3～6

2. 凸弧段曲率半径 R_1

(1) 浅槽形盘槽（盘槽边角 $\lambda_D<45°$）

$$R_1\geqslant 18B \tag{17-3}$$

(2) 深槽形盘槽（盘槽边角 $\lambda_D\geqslant45°$）

$$R_1\geqslant(22\sim26)B \tag{17-4}$$

λ_D 角大时，取大值。

3. 凹弧段曲率半径 R_2

$$R_2=J\frac{S}{q_Bg} \tag{17-5}$$

式中：J——与盘槽边角 λ_D 有关的系数，取1.2～1.5，λ_D 角大时，取大值；

S——输送带在凹弧段处最大工作张力，N；

q_B——每米长度输送带质量，kg/m。

17.6.5　风机选型计算

1. 装料横断面的弦长 $a'b_D'$

利用数值 Q/Q_{max} 和 $a'b_D'/a'b'_{max}$，装料横断面弦长 $a'b_D'$ 由图17-6选取。其中 Q 为设计输

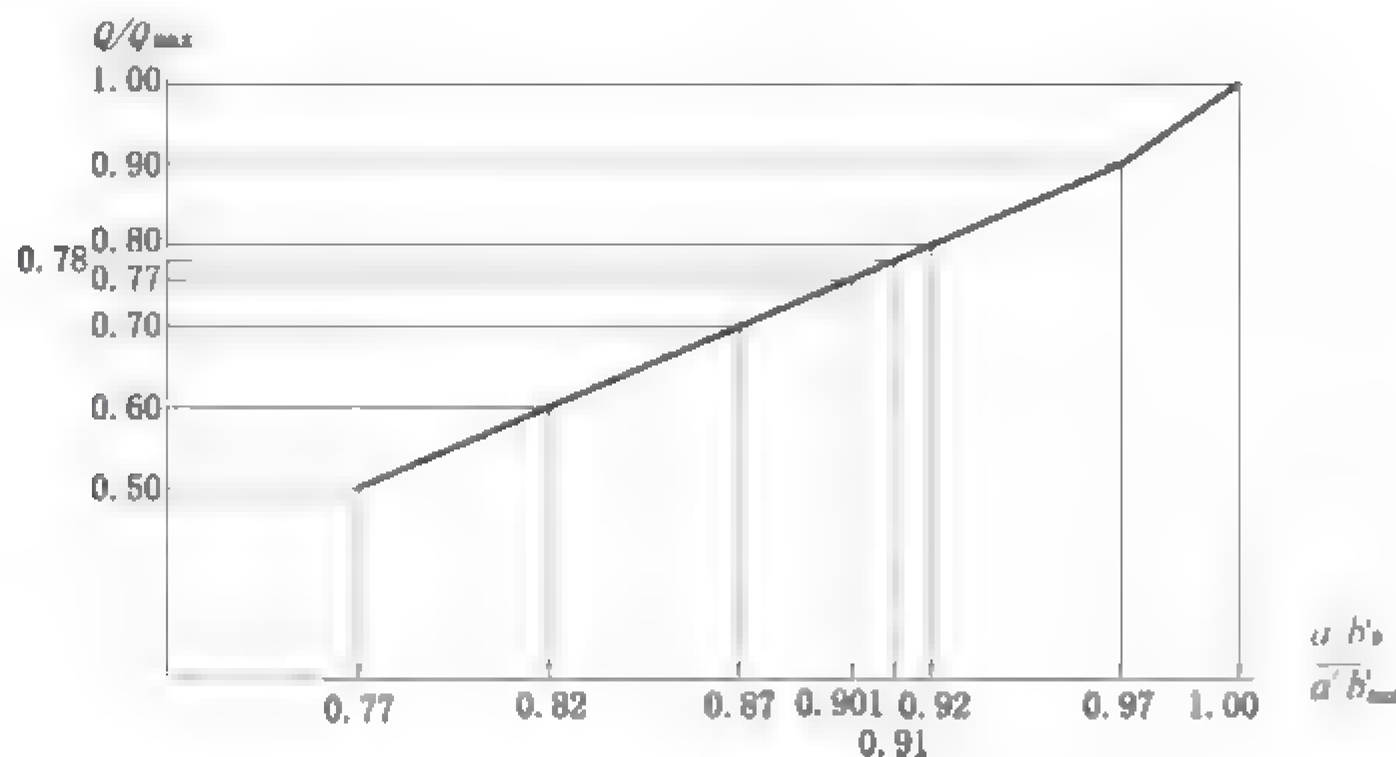


图 17-6　装料横断面弦长$\overline{a'b'}_D$计算

送量，t/h；Q_{max}为最大允许输送量，可查表 17-16，也可以按式(17-1)计算得出；$\overline{a'b'}_{max}$为最大允许装料横断面的弦长，可查表 17-19 得出。

2. 通风机风压计算

(1) 空气在气室内压力：

$$p_c = (1+\varepsilon)g\left[\frac{1}{\overline{ab}}q_B + K\left(\frac{1}{\overline{a'b'_D}}q_G\right)\right] \tag{17-6}$$

式中：$\overline{ab}$——输送带成槽后的弦长，m，按《机械设计手册》公式计算，也可查表 17-20 取值；

q_B——每米长度输送带质量，kg/m，当采用普通型输送带时查表 17-10；

$\overline{a'b'_D}$——设计输送量的物料装料横断面弦长，mm；

q_G——每米长度物料的质量，kg/m；

K——与盘槽边角等有关的系数，一般取 1.00～1.30；

ε——压力系数，一般取 0.6～0.8。

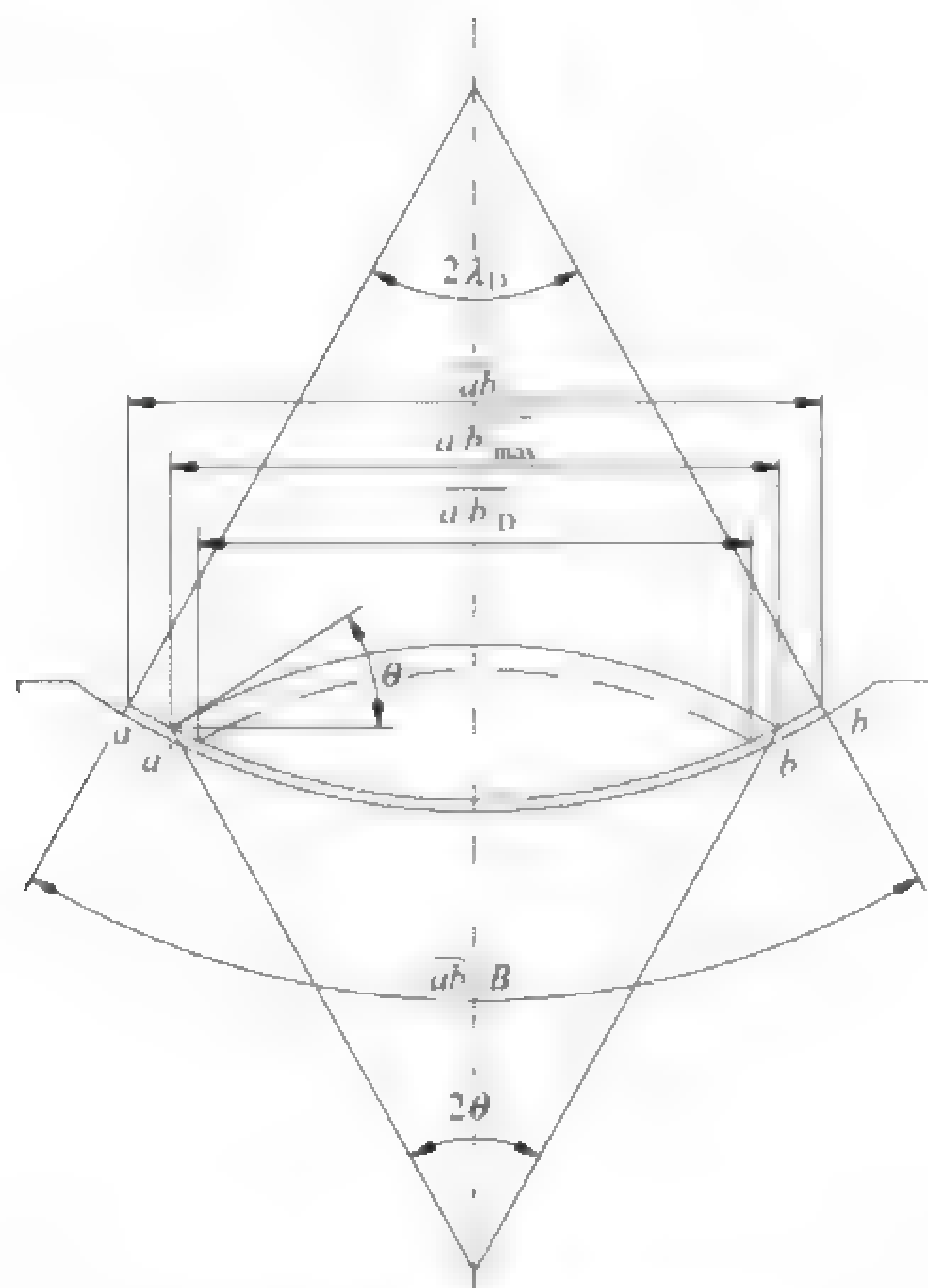


图 17 7　最大允许装料横断面面积计算

表 17-19　最大允许装料横断面的弦长$a'b'_{max}$

盘槽边角 λ_D/(°)	带宽 B/mm					
	500	650	800	1000	1200	1400
30	388.48	513.69	648.86	822.37	995.86	1169.34
35	384.34	512.84	641.27	812.47	983.64	1154.78
40	379.60	506.14	632.59	801.44	969.64	1138.12
45	413.53	537.59	661.65	827.06	992.47	1157.89
50	405.22	526.78	648.35	810.44	972.53	1134.61
55	396.16	514.99	633.84	792.30	950.75	1109.22
60	386.35	502.25	618.15	772.71	927.25	1081.79

表 17-20　输送带成槽后的弦长$\overline{ab}$

盘槽边角 λ_D/(°)	带宽 B/mm					
	500	650	800	1000	1200	1400
30	477.56	620.82	764.09	955.11	1146.13	1337.15
35	469.56	610.44	751.31	939.14	1126.96	1314.79
40	460.46	598.59	736.73	920.90	1105.08	1289.27
45	450.24	585.32	720.39	900.49	1080.59	1260.68
50	438.99	570.69	702.39	877.99	1053.59	1229.18
55	426.76	554.78	682.81	853.51	1024.20	1194.91
60	413.58	537.65	661.71	827.16	992.59	1158.02

注：$\overline{ab}=2R\sin\alpha$；R 为盘槽的曲率半径，mm。

（2）通风机选型风压：

$$p_f=(1.1\sim1.2)p_c \qquad (17\text{-}7)$$

式中：1.1～1.2 为备用系数。

3．通风机风量计算

首先，确定位于输送机边缘 $x=0$ 处的气膜厚度（见图 17-8），通常小于 1.0mm，一般取 0.4～0.8mm。然后按以下步骤和方法计算通风机的风量。

（1）气室全长所需风量：

$$Q_{a/c}=3600g\left\{\frac{(s_{x=0})^3\sin\lambda_D[B^2\rho+0.0698\lambda_D q_B]}{6\mu_a B^2}\right\}L_C Y \quad (\mathrm{m^3/h}) \qquad (17\text{-}8)$$

式中：$S_{x=0}$ ——距带边 $x=0$ 处气膜厚度，m；

λ_D —— 盘槽边角，(°)；

B ——带宽，m；

ρ——物料的松散密度，kg/m³；

q_B ——每米长度输送带的质量，kg/m；

μ_a ——气室内空气的动力黏度，$\mu_a=1.85\times10^{-5}$ Pa·s；

L_C ——气室长度，m；

Y —— 与带宽等有关的系数，$Y=1.0\sim1.12$。

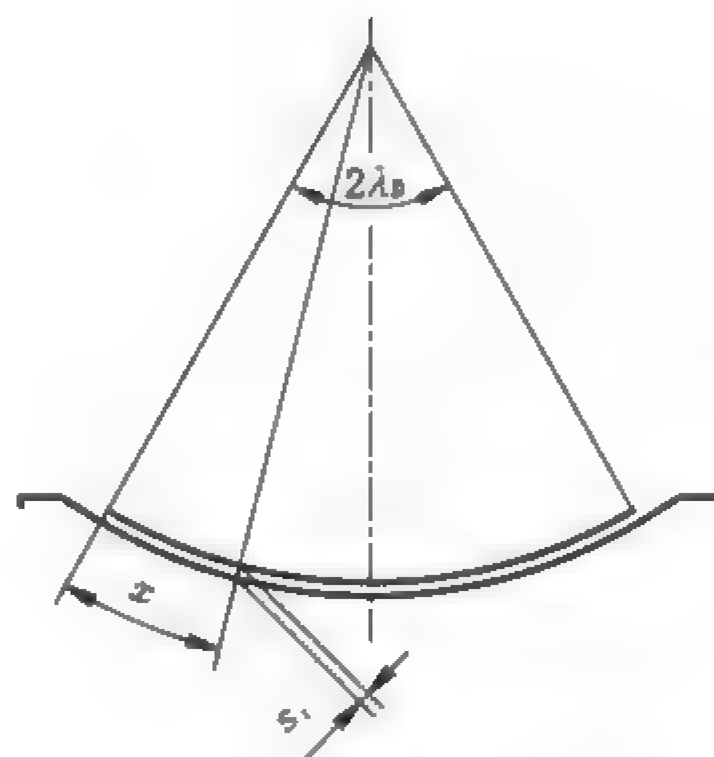


图 17-8　输送带 x 处的气膜厚度 S_x

（2）通风机选型风量：

$$Q_{af}=(1.1\sim1.2)Q_{a/c} \quad (\mathrm{m^3/h}) \qquad (17\text{-}9)$$

式中：1.1～1.2 为备用系数。

在接通风机进、出风口的风管中设风量调控闸门。

4. **气室压降计算**

空气在气室内流动会产生一定程度的压降，当气室较长时，应计算终点的压降：

$$\Delta p_c=\frac{1}{2}\rho_a v_0^2\left(0.116Re^{-0.25}\frac{L_C}{d_e}-1\right) \tag{17-10}$$

式中：ρ_a——气室内空气密度，$\rho_a=1.2\text{kg/m}^3$；

v_0——气室入口处的风速，m/s，可按式(17-11)计算；

F'_C——气室的横断面面积，m^2，可查表 17-21；

Re——雷诺数，可按式(17-12)计算；

d_e——气室的当量直径，m，可查表 17-21；

μ_a——气室内空气的动力黏度，$\mu_a=1.85\times10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$；

L_C——气室全长，m。

气室入口处的风速为

$$v_0=\frac{Q_{a/c}}{3600F'_C} \tag{17-11}$$

雷诺数可按下式计算：

$$Re=\frac{\rho_a v d_e}{\mu_a} \tag{17-12}$$

17.6.6 风机功率计算

1. **风机轴功率**

$$P'_0=p_f Q_{a/f}/3600 \tag{17-13}$$

式中：p_f——选型风压；

$Q_{a/f}$——选型风量。

2. **风机消耗功率**

$$P_0=K\frac{P'_0}{\eta} \tag{17-14}$$

式中：K——功率备用系数，对于 Y 型电动机取值 1.0；

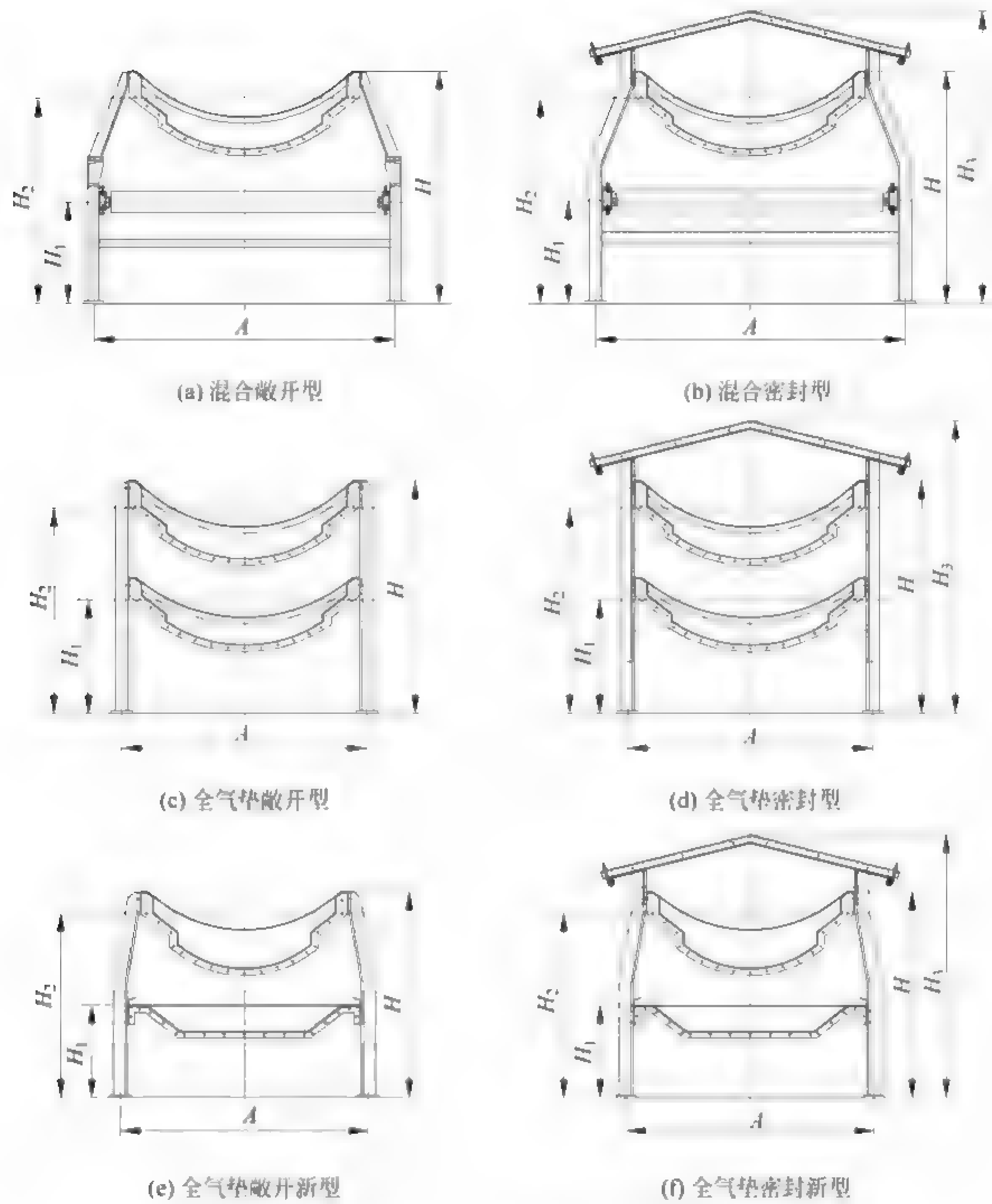
η——风机效率，一般取 0.98。

17.6.7 工艺布置设计参数

为了便于工艺设计时进行第三代气垫机的工艺布置需要，现将第三代气垫机的外形尺寸和基础布置尺寸汇编于表 17-22，外形尺寸简图见图 17-9。

表 17-21 气室横断面面积 F'_C 和当量直径 d_e

B/mm		500	650	800	1000	1200	1400
$\lambda_D=30°$	F'_C/m^2	0.0918	0.1323	0.1762	0.2471	0.3136	0.4040
	d_e/m	0.2448	0.2893	0.3204	0.3661	0.3980	0.4489
$\lambda_D=35°$	F'_C/m^2	0.0922	0.1318	0.1735	0.2426	0.3101	0.4049
	d_e/m	0.2442	0.2861	0.3146	0.3581	0.3906	0.4486
$\lambda_D=40°$	F'_C/m^2	0.0924	0.1312	0.1729	0.2381	0.3064	0.4056
	d_e/m	0.2432	0.2826	0.3129	0.3502	0.3830	0.4482
$\lambda_D=45°$	F'_C/m^2	0.0893	0.1211	0.1692	0.2341	0.3091	0.3933
	d_e/m	0.2320	0.2584	0.3030	0.3393	0.3833	0.4218
$\lambda_D=50°$	F'_C/m^2	0.0871	0.1202	0.1654	0.2302	0.3026	0.3799
	d_e/m	0.2248	0.2545	0.2946	0.3322	0.3731	0.4063
$\lambda_D=55°$	F'_C/m^2	0.0849	0.1192	0.1614	0.2243	0.2956	0.3709
	d_e/m	0.2177	0.2506	0.2859	0.3223	0.3625	0.3956
$\lambda_D=60°$	F'_C/m^2	0.0824	0.1182	0.1574	0.2165	0.2881	0.2590
	d_e/m	0.2099	0.2466	0.2774	0.3101	0.3513	0.3819



(a) 混合敞开型　(b) 混合密封型

(c) 全气垫敞开型　(d) 全气垫密封型

(e) 全气垫敞开新型　(f) 全气垫密封新型

图 17-9　第三代气垫带式输送机结构示意图

表 17-22　第三代气垫机布置尺寸表　mm

类	型	B500	B650	B800	B1000	B1200	B1400	B1600	B1800	B2000	B2200	B2400
混合敞开型	H_1	417	395	360	495	460	535	525	550	530.5	625	600
	H_2	800	800	800	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	902	1102	1306	1570	1770	1974	2180	2380	2586	2786
	H	856	875	904	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
混合密封型	H_1	417	395	360	495	460	535	525	550	530.5	625	600
	H_2	800	800	800	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	902	1102	1306	1570	1770	1974	2180	2380	2586	2786
	H	856	875	904	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
	H_3	1100	1121	1172	1428	1486	1640	1809	2081	2241	2396	2454

续表

类	型	B500	B650	B800	B1000	B1200	B1400	B1600	B1800	B2000	B2200	B2400
全气垫敞开型	H_1	417	395	445	554	500	550	550	620	580	670	615
	H_2	800	800	850	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	826	988	1104	1280	1460	1630	1770	2020	2150	2330
	H	856	875	954	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
全气垫密封型	H_1	417	395	445	554	500	550	550	620	580	670	615
	H_2	800	800	850	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	826	988	1104	1280	1460	1630	1770	2020	2150	2330
	H	856	875	954	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
	H_3	1100	1121	1172	1428	1486	1640	1809	2081	2241	2396	2454
全气垫敞开新型	H_1	417	395	445	554	500	550	550	620	580	670	615
	H_2	800	800	850	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	826	988	1104	1280	1460	1630	1770	2020	2150	2330
	H	856	875	954	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
全气垫密封新型	H_1	417	395	445	554	500	550	550	620	580	670	615
	H_2	800	800	850	1000	1000	1100	1200	1250	1300	1400	1400
	A	720	826	988	1104	1280	1460	1630	1770	2020	2150	2330
	H	856	875	954	1135	1160	1290	1407	1552	1654	1774	1799
	H_3	1100	1121	1172	1428	1486	1640	1809	2081	2241	2396	2454

注：气垫机的理论带面高度（表中的 H_2）应根据工艺布置图的具体情况确定，不一定遵守表中所示的尺寸。

17.7 技术标准与规范

气垫机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，包括《气垫带式输送机》(JB/T 7851—2008)以及带式输送机的相关规范（见第16章）。

第18章

全密闭多点卸料带式输送机

18.1 概述

18.1.1 整机特点

全密闭多点卸料带式输送机是在全密封带式输送机的中部，按特定的工艺要求，加装中间卸料装置而成。与传统多点卸料带式输送机相比，其主要特点如下：

(1) 物料在整个密闭的机腔内进行输送，没有灰尘外扬。

(2) 承载托辊通常采用双锥单托辊，托辊轴承外置，便于观察和检修，解决了传统密封带式输送机机腔内因转动件失效而可能产生的安全隐患。

(3) 采用固定小车(回抛式)卸料装置或复合犁式卸料装置，较好地解决了带式输送机中间卸料装置的密闭问题和窜、漏料问题。

(4) 由于输送带回程通常采用气室，设置了清灰装置，较好地解决了过去全密封带式输送机底板积灰多和积灰清理难的问题。

(5) 随着机型的增大(输送带的宽度增加)，双锥单托辊的支承轴承位置距离增大、托辊的重量增大，给制造、安装和驱动的配置提出更高的要求。

18.1.2 适用范围

(1) 全密闭多点卸料带式输送机为通用型系列产品，可用于粮食、轻工、港口等多个行业。与其他输送设备组合，形成物料输送系统，可简化输送系统工艺设备布置，特别适宜粮食筒仓的进仓作业。

(2) 全密闭多点卸料带式输送机适用于输送流动性好的颗粒状物料：密度在 350～1300kg/m³ 之间；允许输送物料的块度与带宽和带速有关，通常块度小于 30mm×30mm×30mm。

(3) 适用工作环境温度一般为－25～＋45℃。对于特殊环境应另采用相应的防护措施。

18.1.3 国内外水平及发展趋势

国外从 20 世纪 80 年代开始研制全密闭多点卸料带式输送机。全密闭回抛式多点卸料带式输送机以美国奇富公司最具代表性，中间卸料装置的分料采用转斗结构。机型(按带宽)最大到 1400mm，单机中间卸料装置数量不超过四个，在国内未见产品引进。全密闭犁式多点卸料带式输送机以美国 BROCK 公司最具代表性，其中间卸料装置的卸料犁为单犁结构，犁头采用耐磨合金材料制作。2005 年，大连港和北良分别引进了美国 BROCK 公司的全密封犁式卸料带式输送机作为港口粮食中转仓的主要进仓设备，替代移动卸料小车带式输送机。其存在的主要问题为：(1)出现过输送带撕裂现象；(2)回程积灰没有有效的解决

办法。

国内从2005年开始研制全密闭多点卸料带式输送机。第一台全密闭回抛式多点卸料带式输送机于2007年在大连港大窑湾散粮码头使用。目前已经形成65,80,100,120,140,160,180系列产品,以江门市振达机械制造有限公司的产品最具代表性。第一台全密闭复合犁式多点卸料带式输送机于2009年在大连港大窑湾散粮码头使用,目前已经形成65,80,100,120,140系列产品,以徐州中良机械工程有限公司和江门市振达机械制造有限公司的产品最具代表性。

18.2 机型分类

全密闭多点卸料带式输送机按中间卸料装置的不同,分为两类:固定小车(回抛式)多点卸料带式输送机(见图18-1)和复合犁式多点卸料带式输送机(见图18-2)。各机型结构特点见表18-1。

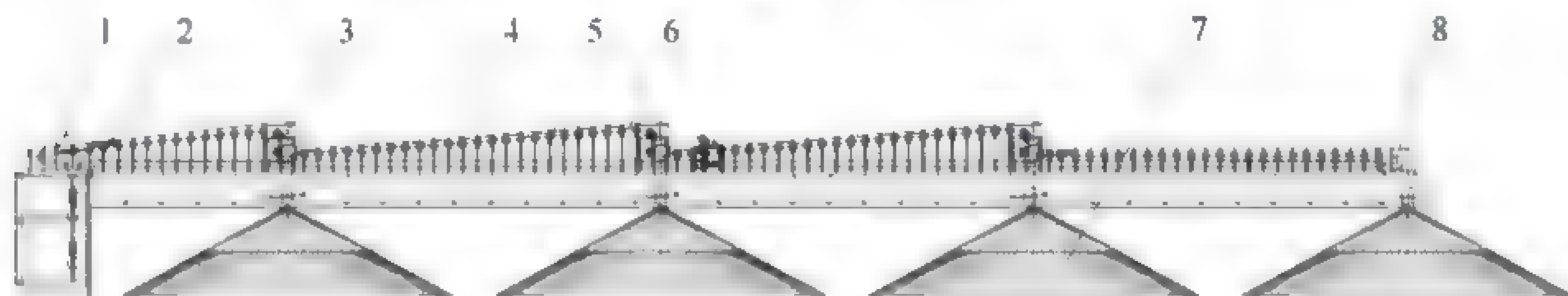


图18-1 固定小车多点卸料带式输送机
1—尾部进料口;2—张紧装置;3—中间卸料装置;4—中间段;5—双锥单托辊;6—输送带;7—筒仓;8—头部及头部卸料口

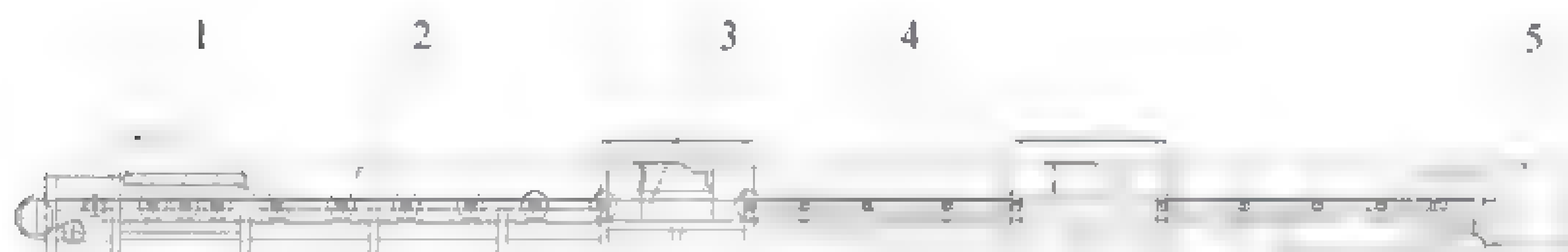


图18-2 复合犁式多点卸料带式输送机
1—尾部进料斗;2—中间段;3—中间卸料装置;4—输送带;5—头架及头部卸料口

表18-1 结构特点对比表

特点 机型	承载段	回程段	中间卸料点的布置	中间卸料点之间的距离	综合效果评价
固定小车(回抛式)多点卸料带式输送机	① 双锥单托辊; ② 普通三托辊	① 气垫; ② 平托辊; ③ 耐磨板	水平布置	受机型及所输送物料的堆积角影响	① 不会出现漏、窜料现象; ② 输送带张力大、多次折弯变形; ③ 多次提升能耗较大; ④ 工作可靠,维护简单
复合犁式多点卸料带式输送机	① 双锥单托辊; ② 气垫(卸料段前后过渡处除外); ③ 普通三托辊	① 气垫; ② 平托辊; ③ 耐磨板	水平或倾斜布置	不受机型及所输送物料的堆积角影响	① 容易出现漏、窜料现象; ② 卸料犁对输送带存在安全隐患; ③ 无提升,能耗较小; ④ 操作维护要求较高

18.3　主要部件

全密闭多点卸料带式输送机的主要部件有尾架、尾部进料斗、中间段、中间卸料装置、头架及头部密封罩、滚筒、张紧装置、双锥单托辊、驱动装置、输送带、清扫器等。

除双锥单托辊、中间段、中间卸料装置外，其他部件的设计选型与普通带式输送机相同（参考“普通带式输送机”相关章节）。

18.3.1　双锥单托辊

双锥单托辊由平段、托锥、转轴、端封板组成（见图18-3）。承载托辊的槽角通常为35°～45°。托锥按材料不同有钢质材料和工程塑料两种，钢质托锥与平段通常采用焊接；塑料托锥与平段通常采用螺栓连接（具有互换性）。

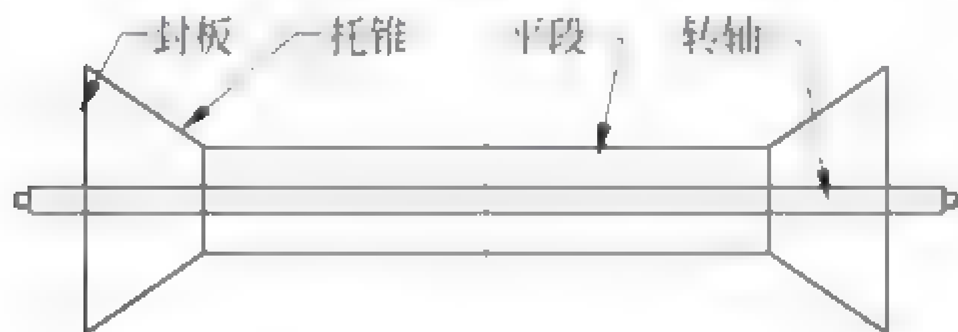


图18-3　双锥单托辊的结构形式

18.3.2　中间段

中间段分三个部分：上部密封罩、中部承载构件及支承、下部回程构件支承及密封。

(1) 上部密封罩有两种形式：①组装斜顶式，采用钢板制造；②波纹重叠通铺式，采用波纹彩钢板制造，顶部呈弧形防积水。

(2) 中部承载托辊的支承有三种形式：①纵向槽钢和立向支脚支承；②龙门支架；③侧板支承。

(3) 回程有三种形式：①平托辊回程；②耐磨板回程；③气室回程。

18.3.3　固定小车（回抛式）卸料装置

固定小车（回抛式）卸料装置按导料方式的不同有两种形式：翻板组合式和转斗式。

(1) 翻板组合式（见图18-4）

每个卸料装置配置2个翻板，当翻板处于图(a)位置时，物料从左侧卸料；当翻板处于图(b)位置时，物料从右侧卸料；当翻板处于图(c)位置时，不进行中间卸料，物料落在输送带上继续向前输送。翻板的位置要求为：物料落在翻板上，能够通过自流的形式，顺畅地进入两侧的中间出料口或导入输送带继续向前输送。

(2) 转斗式（见图18-5）

当转斗处于图(a)位置时，物料从左侧卸料；当转斗处于图(b)位置时，不进行中间卸料，物料落在输送带上继续向前输送；当转斗处于图(c)位置时，物料从右侧卸料。

18.3.4　复合犁式卸料装置

复合犁式卸料装置（见图18-6）主要由升降台板及复合犁两大部件组成。其在卸料犁（也叫主犁）的后部增加了一道清扫犁（也叫副犁）形成复合犁。主犁与输送带不接触，间隙约为2mm，由主犁卸下至少95%的物料；副犁与输送带接触，副犁将余下的物料全部卸尽。副犁采用可更换的软质非金属耐磨材料制作，对输送带具有保护作用。与传统犁式卸料器相比，复合犁较好地解决了中间卸料时的漏料问题及卸料犁对输送带的安全隐患。

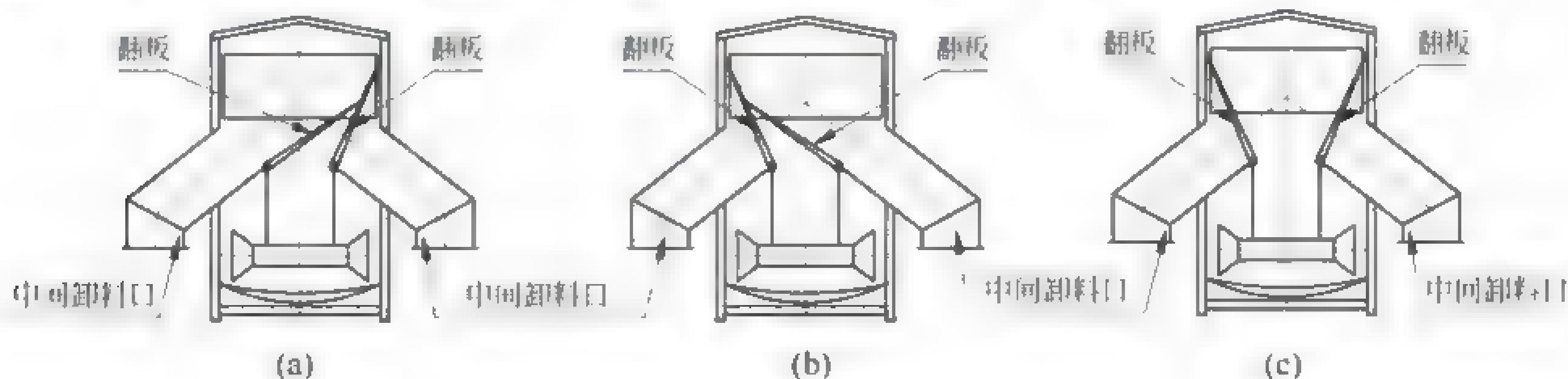


图18-4　翻板组合式卸料装置

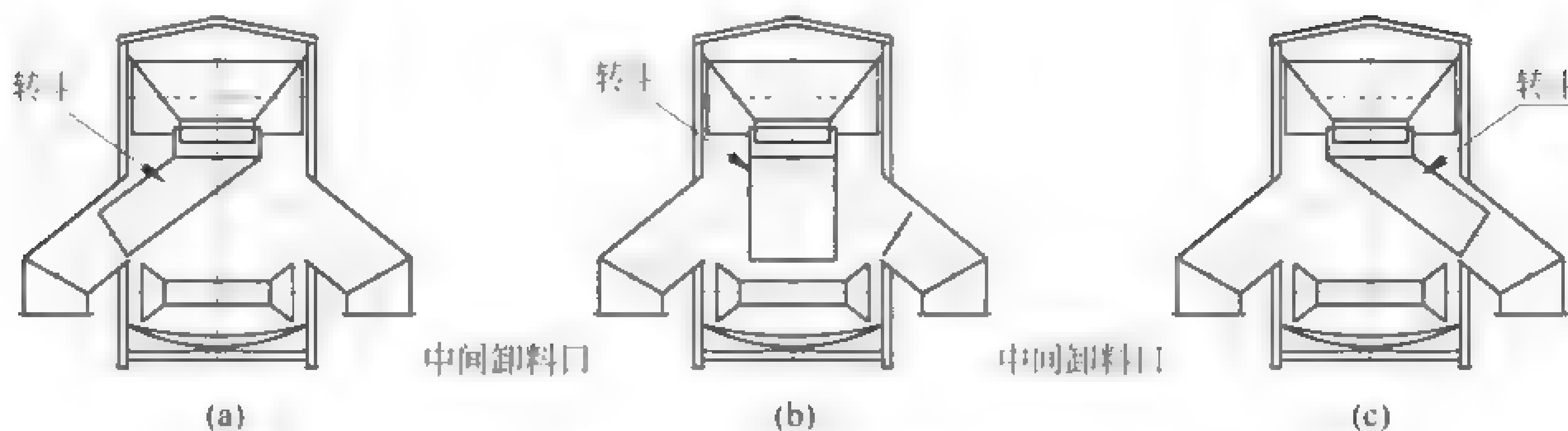


图 18-5 转斗式卸料装置

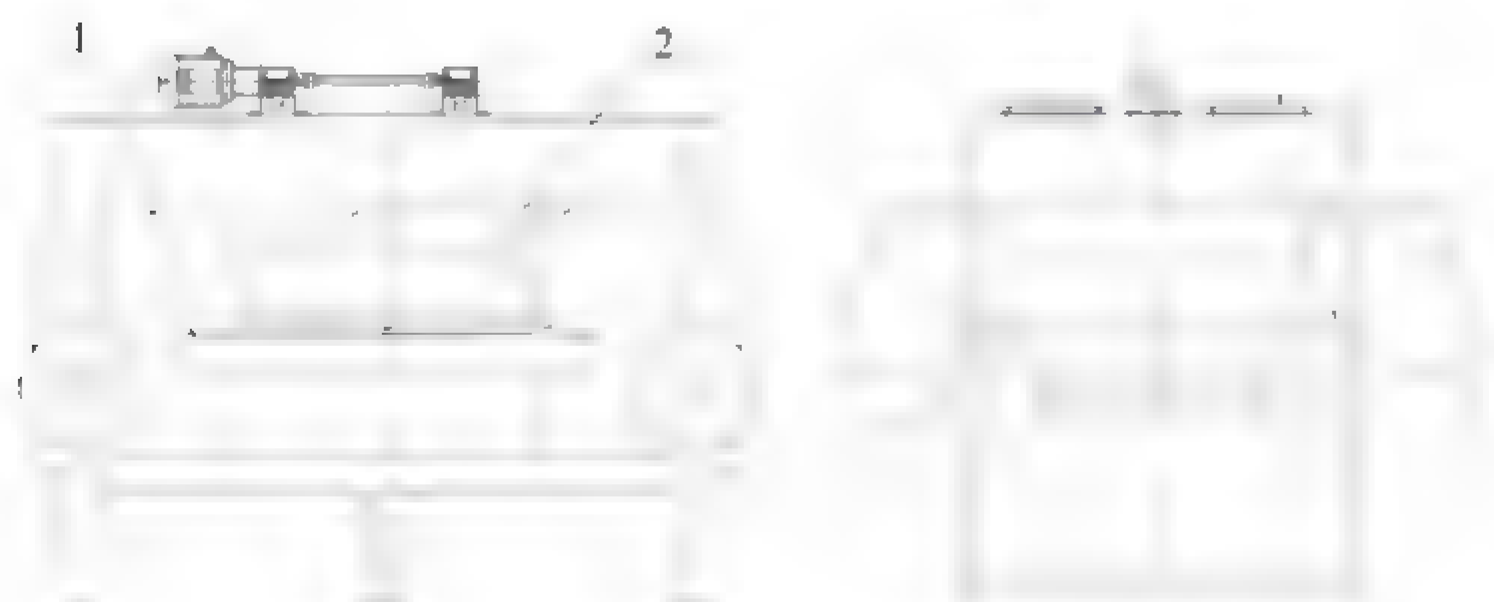


图 18-6 复合犁式卸料装置

1—升降台板；2—复合犁

18.4 总体主要参数确定

18.4.1 总体设计

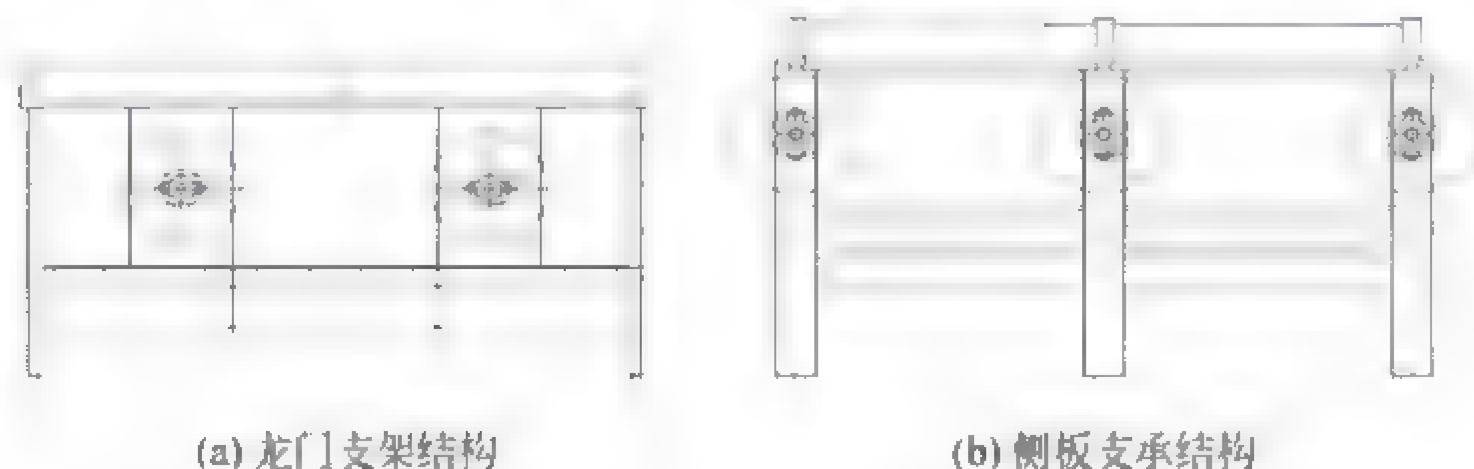
除中间卸料装置外，全密闭多点卸料带式输送机的总体设计和计算可参照普通带式输送机和气垫带式输送机，设备布置力求简明，并注意以下方面。

(1) 固定小车(回抛式)卸料装置尽量水平布置；复合犁式卸料装置可倾斜布置，但随着倾角的增大，犁的卸料效果下降。

(2) 多点卸料带式输送机的中间段结构选用：固定小车(回抛式)多点卸料带式输送机和带宽 1400mm 及以上的复合犁式多点卸料带式输送机，建议采用图 18-7(a)中的龙门支架结构形式(承载托辊和封板安装在支架上)；带宽 1200mm 及以下的复合犁式多点卸料带式输送机，建议采用图 18-7(b)中的侧板支承结构形式(承载托辊安装在箱体的侧板上)。

(3) 回程尽可能采用直线形布置。当出现凹弧段时，凹弧段的曲率半径和结构处理可参照普通带式输送机和气垫带式输送机。

(4) 为减少灰尘的沉积，回程气室宜采用深形盘槽，并在设备的合适部位设集灰口，并设置必要的排灰装置。



(a) 龙门支架结构　　(b) 侧板支承结构

图 18-7 中间段结构

18.4.2　主要参数的确定

(1) 产品规格由输送带的宽度确定，见表18 2。

(2) 输送带的强度参照《DTⅡ(A)型带式输送机设计手册》。

(3) 输送带线速度的带速范围为1.0～3.5m/s，带宽B、带速v与输送能力I_V的匹配关系见表18-2。

(4) 传动形式和传动功率参照《DTⅡ(A)型带式输送机设计手册》。

18.4.3　主要部件设计及选型

1. 双锥单托辊

双锥单托辊的基本结构见图18-8，结构参数见表18-3和表18-4。托辊间距可参照《DTⅡ(A)型带式输送机设计手册》。

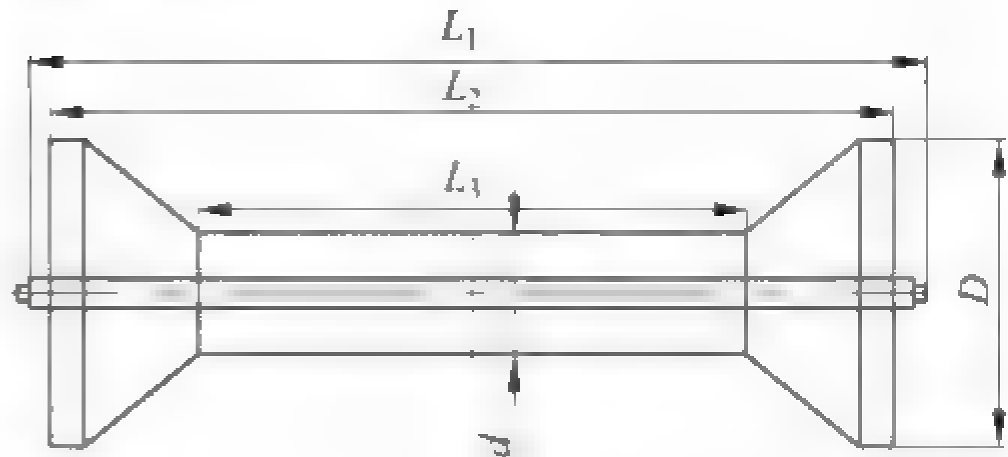


图18-8　双锥单托辊的结构尺寸

2. 固定小车(回抛式)卸料装置

固定小车卸料装置(见图18-9)主要由机架、抛料滚筒、改向滚筒、翻板、翻板推杆、中间出料口等组成。中间卸料装置的结构参数根据所输送物料的抛料轨迹、物料物理特性，并结合特定的工艺要求进行设计。

表18-2　产品规格、带速v与输送能力I_V的匹配关系表

带宽B/mm	带速v/(m/s)						
	1.0	1.25	1.6	2.0	2.5	3.15	3.5
	输送能力I_V/(m³/h)						
650	141	177	226	283	353		
800	210	236	336	420	525	662	—
1000	362	453	580	725	906	1142	1269
1200	465	581	743	929	1161	1463	1626
1400	637	796	1019	1274	1592	2006	2229
1600	—	1082	1385	1731	2163	2726	3029
1800	—	—	1837	2297	2871	3617	4019

注：(1) 1800不推荐选用；

(2) 输送能力I_V值系按水平运输、物料动堆积角为20°、托辊槽角为35°的工况计算。

表18-3　35°双锥单托辊的基本参数表

B/mm	L_3/mm	L_2/mm	d/mm	D/mm	轴/mm	轴承/mm	质量/kg	惯量J/(kg·m²)
650	385	690	180	403	40	35	36.68	0.49
800	510	840	180	420	40	35	46.66	0.62
1000	660	1030	203	462	45	40	55.29	0.88
1200	830	1230	203	483	50	45	72.79	1.08
1400	1000	1430	203	504	50	45	82.79	1.27
1600	1100	1643	203	630	55	50	118.79	2.99
1800	1300	1843	203	630	60	55	137.8	3.27

表 18-4 45°双锥单托辊的基本参数表

B/mm	L_3/mm	L_2/mm	d/mm	D/mm	轴/mm	轴承/mm	质量/kg	惯量 J/(kg·m²)
650	400	660	108	335	35	30	34.85	0.45
800	500	810	108	385	40	35	44.33	0.59
1000	650	1010	108	435	45	40	52.53	0.84
1200	800	1210	133	510	50	45	69.15	1.03
1400	950	1410	133	560	50	45	83.89	1.28
1600	1150	1610	159	586	65	60	112.85	2.84
1800	1350	1810	159	586	75	70	130.91	3.11

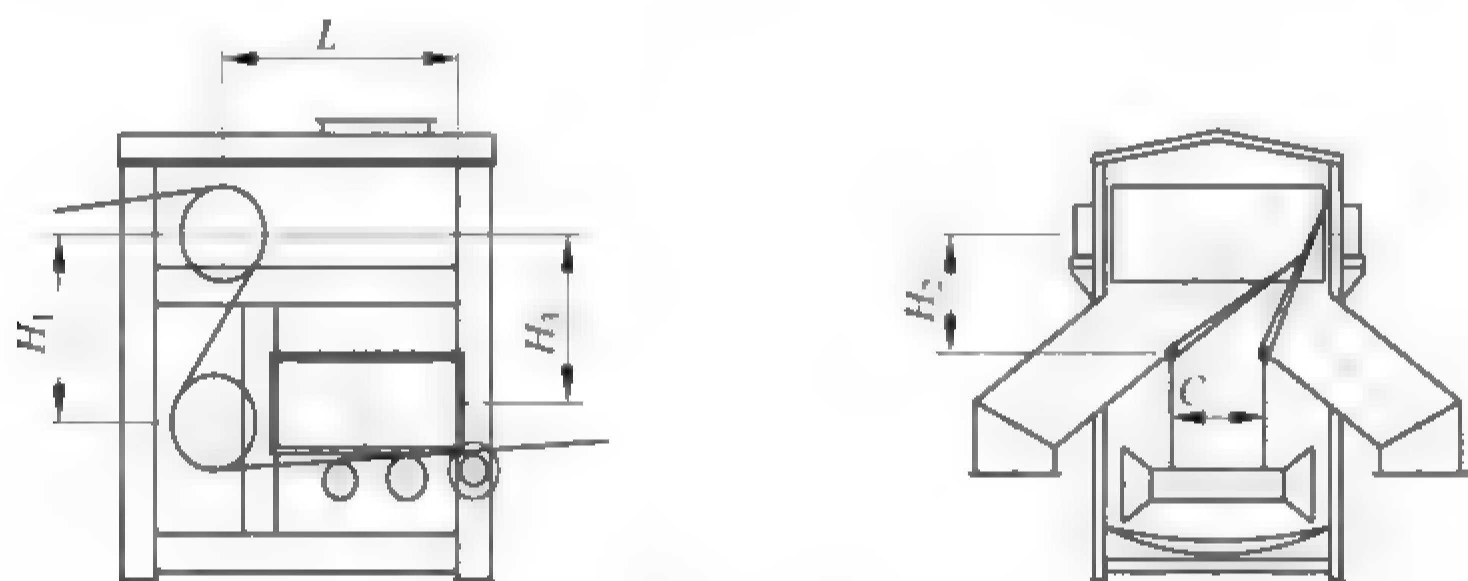


图 18-9 固定小车(间抛式)卸料装置基本结构示意图

固定小车中间卸料装置结构要求采用全密闭结构，并尽可能减小中间卸料装置的体积。中间卸料装置的宽度与输送带宽度有关，高度和长度与以下主要部件的结构尺寸和相互之间的安装位置有关：抛料滚筒和改向滚筒的直径、抛料滚筒与改向滚筒的距离 H_1、翻板转轴与抛料滚筒轴心的距离 H_2、抛料滚筒与出料口中心的距离 H_3、抛料滚筒与前板的距离 L、翻板转轴距离 C、翻板的宽度 B。各部件和参数的设计选型如下。

(1) 抛料滚筒和改向滚筒可参照《DTⅡ(A)型带式输送机设计手册》进行计算选型，滚筒直径建议按表 18-5 选取。

(2) 翻板转轴距离 C 通常取输送带宽度的 0.45～0.60；翻板宽度 B 通常取输送带宽度的 0.8～1.2。

(3) 在翻板宽度和两翻板转轴距离 C 一定时，翻板位置应满足各种工况要求，并尽可能取小值，以减小中间卸料装置高度方向尺寸 H_1、H_2、H_3，降低物料的提升功率。

(4) 为保证物料在中间卸料装置内不因空间小、导料不畅而堵塞，物料与前板碰撞时的入射角应尽量小(建议小于 35°)。在翻板转轴位置确定的情况下，L 越大，中间卸料装置长度方向的尺寸越大，由于出料口位置高度的限制，必然相应地降低改向滚筒的安装位置，造成 H_1 尺寸的变大。L 与物料的物理性质、抛料滚筒的直径、输送速度等有关，可按《通用带式输送机设计》(见参考文献[8])中"物料卸料轨迹"进行计算。

3. 复合犁式卸料装置

复合犁式卸料装置主要由机架、卸料犁、升降台板、驱动机构等组成。

1) 卸料犁(见图 18-10(a))

卸料犁主要由清扫犁、主犁、犁架组成。清扫犁 1 由清扫板、清扫犁架和可调弹性压紧装置组成，装配在主犁架上；主犁由 2 块对称的弧形翼板呈 V 形分布，夹角为 80°～90°，与物料接触的部位采用耐磨材料制作；犁架由普通碳钢制造。

表 18-5　固定小车卸料装置主要参数选用推荐表

带宽/mm	650	800	1000	1200	1400	1600	1800
抛料滚筒直径/mm	400	400	500	500	630	630	630
改向滚筒直径/mm	400	400	500	500	630	630	630
C/mm	380	450	550	620	750	800	900
B/mm	670	850	1000	1200	1450	1500	1585
H_1/mm	595	720	900	1140	1420	1500	1610
H_2/mm	415	580	650	750	930	1050	1075
H_3/mm	445	550	610	725	890	995	1175
L/mm	850	1150	1310	1500	1760	1890	1980
单台带式输送机中间卸料装置的数量	≤8	≤7	≤7	≤6	≤6	≤5	≤4

注：(1) 表中 B、C、H_1、H_2、H_3、L 为参考值；

(2) 单台带式输送机上固定小车(回抛式)卸料装置的数量建议按表 18-5 控制。

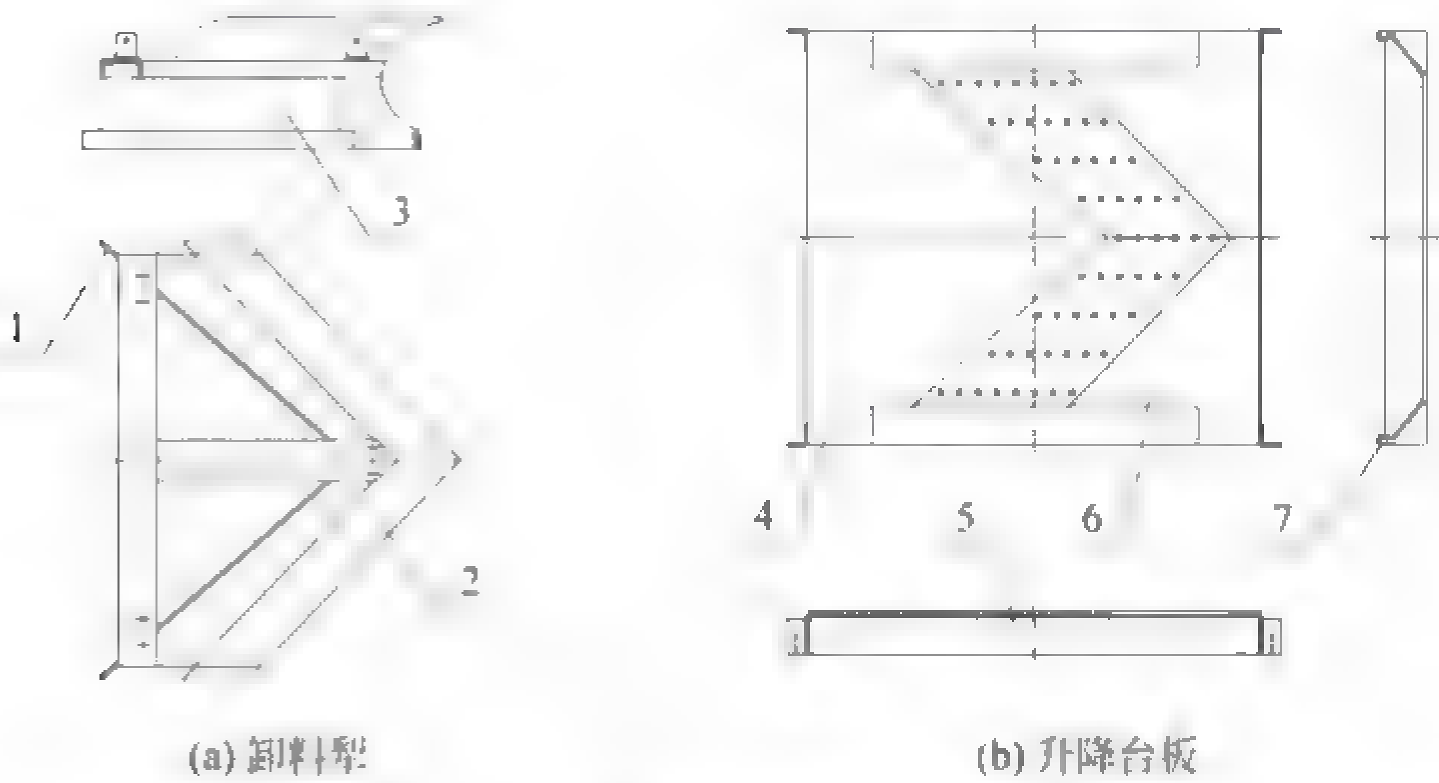


图 18-10　卸料犁的基本结构示意图

1—清扫犁；2—主犁；3—犁架；4—后耐磨板；5—台板架；6—前耐磨板；7—密封胶管

2) 升降台板(见图 18-10(b))

升降台板主要由后耐磨板、台板架、前耐磨板、密封胶管组成。前、后耐磨板通常采用超高分子聚乙烯；台板架主体由普通碳钢制造，台板两侧排料位设置坡度，角度大于所卸物料的自流角，一般大于等于 45°。密封胶管设置在台板架两侧的下部，可设置螺纹调节，使装配升降台板后能紧贴卸料器机体。

3) 卸料犁、升降台板的驱动机构

犁式卸料器驱动机构有双电机驱动和单电机驱动两种形式。

(1) 双电机驱动

卸料犁和升降台板分别由 2 套独立的驱动机构来进行驱动。

图 18-11(a)所示为卸料犁驱动示意图。电动机 1 通过二级蜗轮蜗杆减速器 2 和 3 减速后带动传动轴 4，传动轴上的 2 个摆杆与装配在 3 个支轴上的摆杆配合形成连杆机构 6，带动卸料犁上升或下降，卸料犁上、下位置由传感器控制。电机选用 6 级或 8 级为宜，一、二级蜗轮蜗杆减器总减速比在 3000 左右。另外，也可采用电动推杆和摇杆来驱动传动轴 4。

图 18-11(b)所示为升降台板的驱动机构示意图。电动机 7 通过蜗轮蜗杆减速器 8，带动伞齿轮换向器 10 和传动轴 9，推动蜗轮螺杆升降机，实现升降台板的上下平动。升降台板的上、下位置由传感器控制。

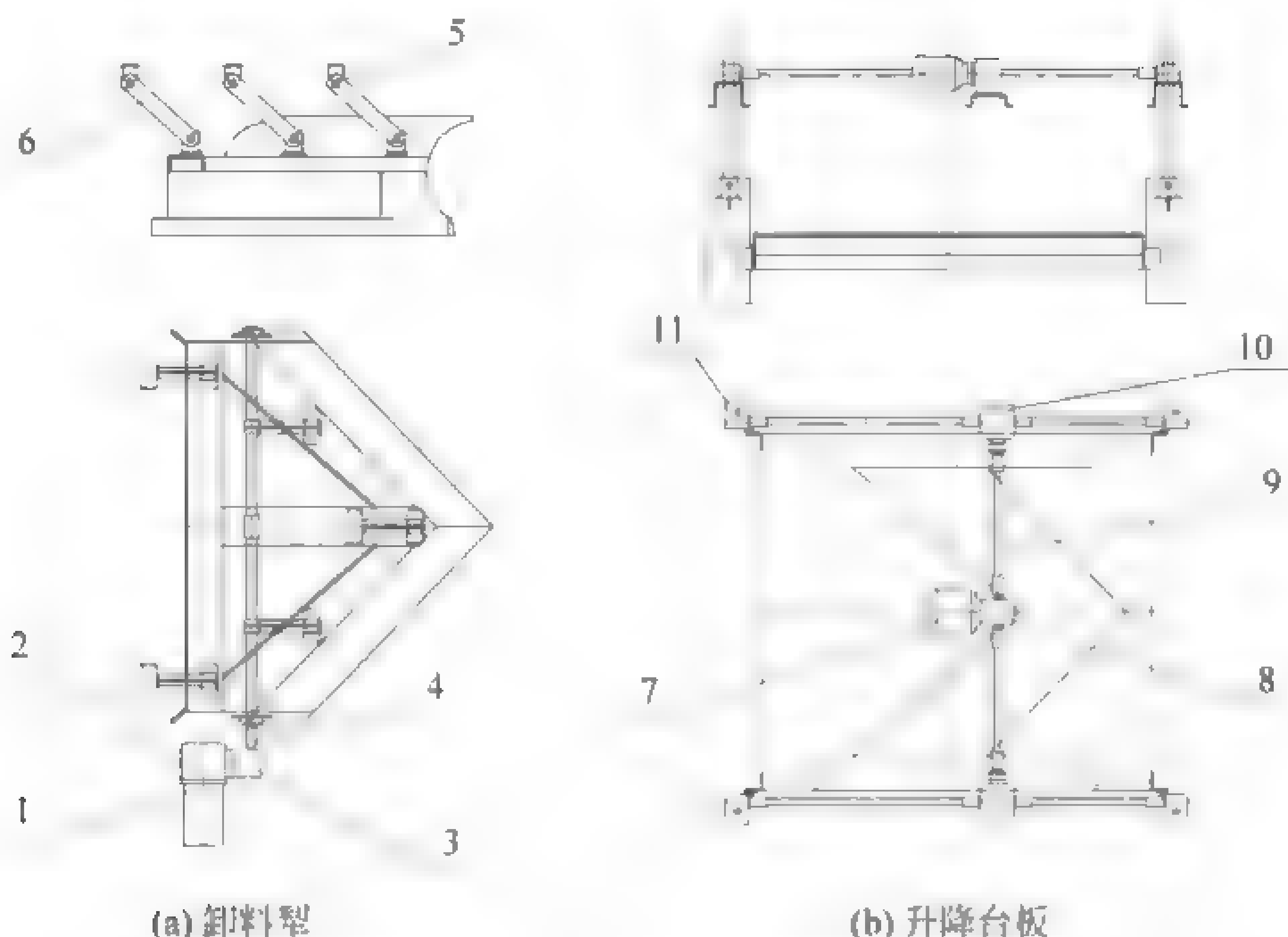


图 18-11 双电机驱动示意图

1,7—电动机；2,3,8—减速器；4,9—传动轴；5,6—连杆机构；10—伞齿轮换向器；11—螺杆升降器

(2) 单电机驱动(见图 18-12)。

电动机通过蜗轮螺杆升降机推动卸料犁上、下平动，同时在连杆机构的作用下，带动升降台板下上平动。升降台板与卸料犁的上、下位置由传感器控制。

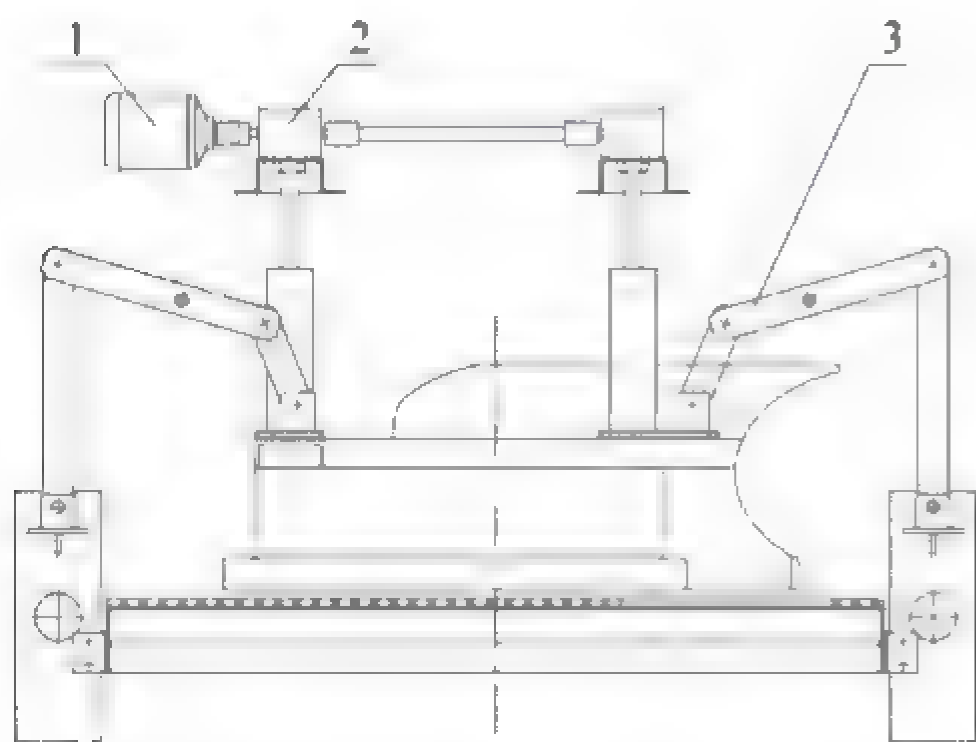


图 18-12 单电机驱动示意图

1—电动机；2—蜗轮蜗杆升降机；3—连杆

4. 其他部件的设计及选型

传动滚筒、改向滚筒、拉紧装置等可参照《DTⅡ(A)型带式输送机设计手册》进行设计和选型。

18.5 典型产品技术性能参数及选型

18.5.1 型号规格及标注

全密闭多点卸料带式输送机的型号标注为

SZMF □□—□

其中：SZMF——双锥单托辊全密封带式输送机；

□——带宽 cm(65,80,100,…,180)；

□——中间卸料装置代号(可选项)，不填写表示无中间卸料装置，H/*n* 为固定小车(回抛式)卸料装置及中间卸料装置数量，L/*n* 为复合犁式卸料装置及中间卸料装置数量；

□——回程形式代号(可选项)，不填写表示耐磨板回程，Q 表示气垫回程，T 表示托辊回程。

18.5.2 主要产品选型

表 18-6～表 18-8 及图 18-13 为全密闭多点卸料带式输送机的主要参数及工程案例及其现场照片。表中数据根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，实际参数以厂家提供的最终版本为准。

18.5.3 选型及使用中的技术要点

全密闭多点卸料带式输送机基于普通带式输送机和气垫带式输送机，选型和使用中的技术要点也有许多共同点，本节仅介绍与上述设备不同的地方。

表 18-6 全密闭固定小车(回抛式)多点卸料带式输送机性能参数选型表 mm

型　号	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H_1	H_2	H_3	H_4
SZMF65H	1332	1200	1200	865	1240	802	1951	1400	1165
SZMF80H	1860	1200	1200	1090	1658	967	2569	1500	1200
SZMF100H	1900	1200	1200	1225	1882	985	2670	1700	1575
SZMF120H	2210	1200	1200	1450	2400	1060	3020	2000	1585
SZMF140H	2520	1200	1200	1675	2910	1132	3367	2200	1600
SZMF160H	2820	1200	1200	1940	3400	1152	3841	2400	1672
SZMF180H	2220	1200	1200	2120	3600	1248	3890	2450	1817

注：本表由江门市振达机电工程成套有限公司提供。

表 18-7 全密闭复合犁式多点卸料带式输送机性能参数选型表 mm

型　号	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H_1	H_2	H_3	H_4
SZMF65L	1920	2400	1200	910	1680	800	1830	1950	950
SZMF80L	2060	2400	1200	1065	1830	850	1870	1980	1100
SZMF100L	2250	2400	1200	1265	2030	900	1920	2050	1250
SZMF120L	2510	2400	1200	1480	2230	950	2100	2100	1400
SZMF140L	2710	2400	1200	1680	2430	1000	2055	2170	1550
SZMF160L	2910	2400	1200	1890	2630	1150	2170	2300	1750
SZMF180L	3110	2400	1200	2090	2830	1200	2430	2450	1950

注：本表由江门市振达机械制造有限公司提供。

表 18-8 工程案例

项目名称	设备型号	产量/(t/h)	带宽/mm	带速/(m/s)	设备长度/m	驱动功率/kW
大连港大窑湾散粮系统	SZMF140H/7	1000	1400	3.15	128	132
大连港大窑湾散粮筒仓扩建二期——仓顶全密闭多点卸料带式输送系统	SZMF140H/7	1000	1400	3.15	128	132
扶余松源物流有限公司中心粮库工程	SZMF80H/8	300	800	3.15	160	75
日照中纺粮油加工和物流基地设备工程仓顶带式输送机供货安装	SZMF140H/7	1000	1400	3.15	135	132
三河粮食物流加工项目大米车间进料系统改造及安装总承包项目	SZMF65H/3	200	650	3.15	60	15
营口港粮食中转设施项目全密闭多点卸料输送机采购及安装	SZMF140H/2	1000	1400	3.15	92	55
广州港南沙港区粮食及通用码头工程全密闭多点卸料及全密封带式输送机采购项目	SZMF140H/4	1000	1400	3.15	102	90
	SZMF180H/3	2000	1800	3.15	92	185
	SZMF180L/2	2000	1800	3.15	125	132
北良有限公司稻谷转运项目仓储设施	SZMF140H/5	1000	1400	3.15	142	132
日照港岚山港区南作业区散粮储运系统三期扩建工程	SZMF160H/5	1200	1600	3.15	142	162
营口港粮食中转设施系统工艺安装工程	SZMF140L/1	1000	1400	3.15	296	280
营口港粮食中转设施扩建项目火车发放系统工艺系统安装工程	SZMF100L/1	600	1000	3.15	57	22
	SZMF140L/2	1000	1000	3.15	72	37
日照港石臼港区西作业区散粮储运系统	SZMF180H/4	1600	1800	2.8	172	185


(a)


(b)

图 18-13 工程案例现场照片

1. 固定小车卸料装置

(1) 中间卸料装置的缓冲槽要采用10°和20°的过渡托辊，缓冲槽的结构要严防物料冲击，以免出现堵料和撒料现象。

(2) 中间卸料装置在任何工况下应保证不撒料。翻板与前、后封板的间隙小于等于1mm；翻板与左、右下侧封板的间隙小于等于1.5mm。

(3) 中间卸料装置的前封板要考虑受物料冲击而造成的变形、磨损和更换。

(4) 中间卸料装置应配置机旁控制箱，方便使用操作。

(5) 中间卸料装置的结构要便于维修。

2. 犁式卸料器

(1) 卸料犁的结构在保证将输送带上的物料卸净的同时，应不刮伤输送带。贴近输送带的部位应采用易更换的软性耐磨材料，应能调节，并能将卸不干净的余料和粉尘彻底卸干净。

(2) 卸料犁与物料接触部位的结构应保证卸料时物料流动顺畅，无飞溅现象。卸料犁的高度应保证卸料时物料不越过卸料犁。在受到物料冲击时，卸料犁不产生跳动和晃动现象。

(3) 卸料犁下沉位置要准确，应保证下沉时不与升降平台碰撞；下沉到位后，卸料犁与输送带之间有2～3mm间隙。

(4) 卸料犁抬起时高度足够，既不与向前输送的物料发生碰撞，又不与顶盖发生碰撞。

(5) 卸料犁下沉或抬起动作应平稳缓慢，不能出现倾斜现象，下沉或抬升的速度应不大于15mm/s。

(6) 安装升降平台时，要调节好升降平台四个角的支承点，升降平台推动机构的动作必须同步，以保证面板的平整。

(7) 卸料犁与升降平台的动作应协调一致，并配有传感装置，动作采用联锁控制。

(8) 升降平台应有足够的强度和刚性。卸料犁附设的清扫器应能承托输送带、物料和卸料犁三者的质量总和。

(9) 升降平台应铺设超高分子量聚乙烯板，以便减少输送带与升降平台的摩擦阻力，同时减少对输送带的磨损，方便面板磨损后的更换。

(10) 升降平台面板上与卸料犁下沉到位时的投影位置应开设透气、排料孔，避免输送带与面板间夹带物料、积灰等，造成输送带运行时跳动，导致卸料犁跳动。

(11) 升降平台应是装配式结构，方便安装和拆卸。顶盖应开设足够一人通过的观察门，以方便对卸料犁的观察和维护。

第19章

圆管带式输送机

19.1　概述

为了减少输送过程中的污染，提倡环保无害化输送物料，引发了密闭输送技术的开发研究，出现了多种形式的封闭型带式输送机，其基本形式有圆管状和异型管状带式输送机等。

封闭型带式输送机具有如下特点：

(1) 可密闭输送物料，不飞扬，不洒落，不泄漏，实现无害化输送，净化了环境。

(2) 可空间弯曲输送，以较小的曲率半径实现空间任意方向弯曲布置的线路。

(3) 可提高输送机的倾角，一般 $\beta \geqslant 30°$，加隔板后可达 60°乃至 90°。

(4) 结构简单，占地面积小，与同等输送能力的普通带式输送机相比，其截面宽度为普通带式输送机截面的 1/3～1/2。

(5) 没有跑偏现象。输送带被卷成圆管状不会产生跑偏，从而减少了维护费用。

19.2　组成及其工作原理

圆管带式输送机是在普通带式输送机的基础上发展起来的一种新型带式输送机，它与普通带式输送机一样靠摩擦驱动，不同的是将普通带式输送机按一定间距布置的槽形托辊换成正多边形(一般为正六边形)托辊组强制输送带卷成圆管形。其基本组成如图 19 1 所示，其工作过程与普通带式输送机类似，物料从尾部加料漏斗处进入加料段，输送带由平形变为 U 形，再经过过渡段逐渐变为圆管形，把物料包住密闭运行。输送到头部过渡段时，圆管形输送带由 U 形渐渐展成平形，把物料卸掉，如图 19-2 所示。承载、回程分支输送带均可形成圆管形运行，全圆管形见图 19-1(a)，半圆管形见图 19-1(b)。

19.3　主要零部件的构造及其参数

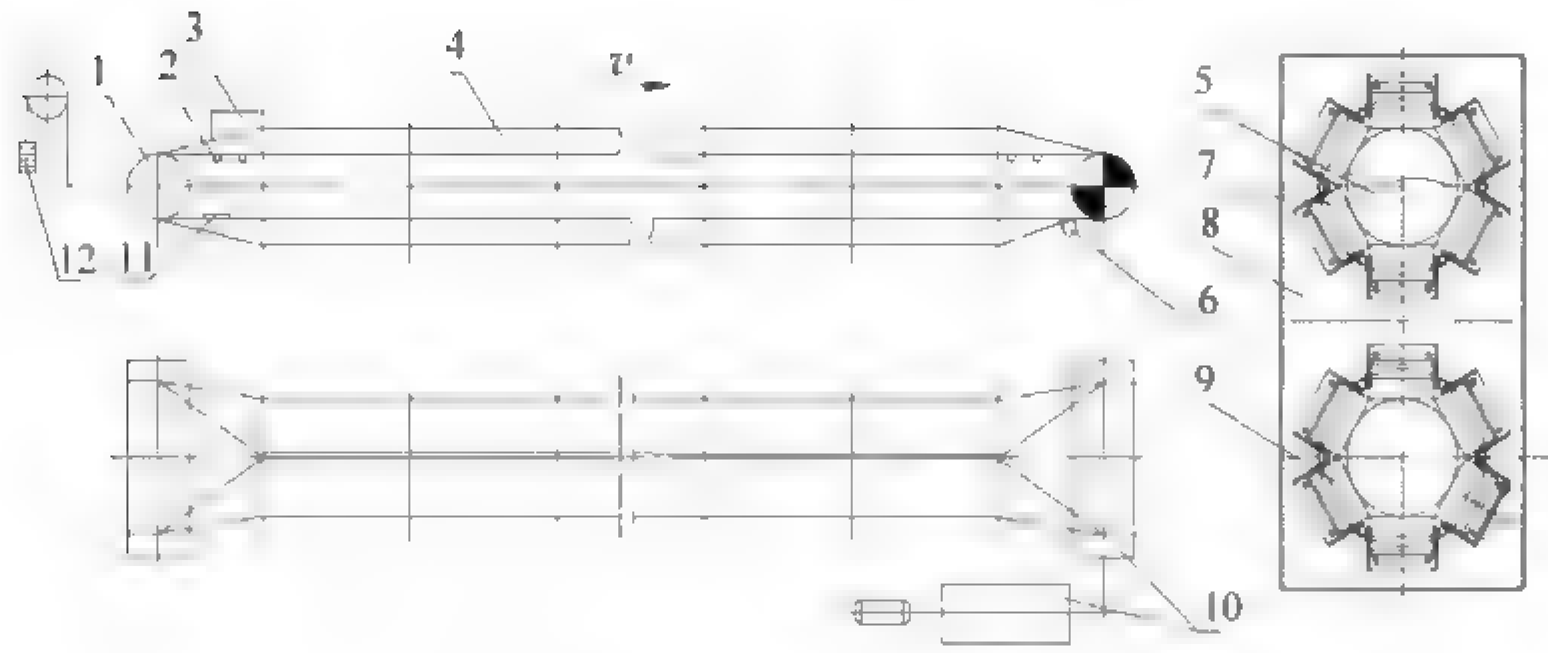
圆管带式输送机的零部件与普通带式输送机的基本通用，主要区别在于以下几处。

19.3.1　输送带

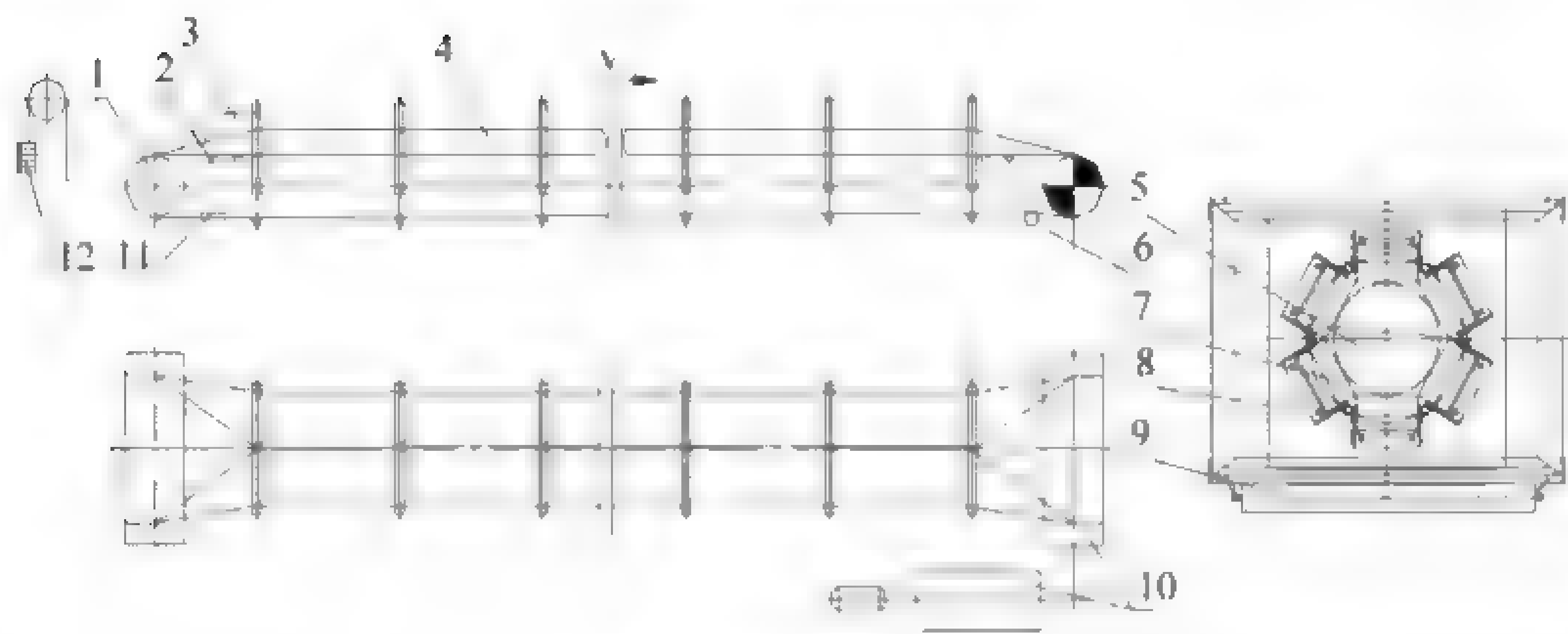
1. 结构

圆管带式输送机的输送带由于刚性和柔性要求，必须采用一种特殊的骨架结构。输送带必须具有刚性，从而在通过托辊组时形成并保持圆管形。同时，它也必须有一定的柔性，以减小输送带成管时的边缘产生的附加应力。因此它与普通带式输送机的输送带在结构和橡胶配方上均有不同。

织物带的芯层呈阶梯状，边缘处芯层薄，具有较好的柔性，保证边缘搭接部分有较好的密封性。此处还应具有耐磨损性能，以增加输送带的使用寿命。中间胶的作用是为了使输



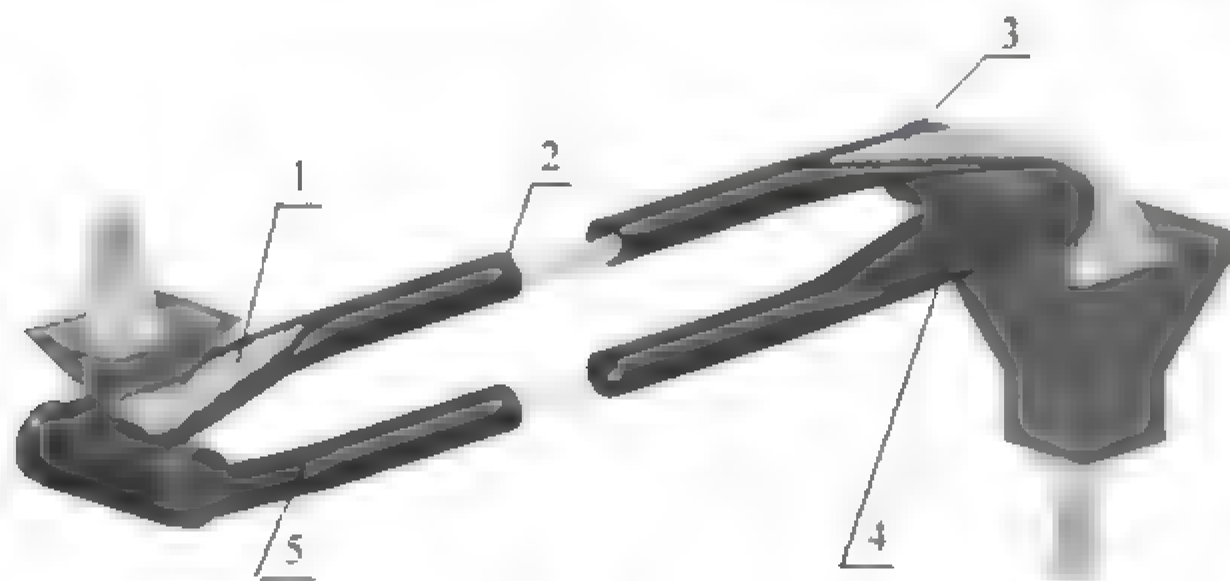
(a) 全圆管式圆管带式输送机



(b) 半圆管式圆管带式输送机

图 19-1 圆管带式输送机简图

1—改向滚筒；2—过渡托辊组和缓冲托辊组；3—导料槽；4—输送带；5—物料；6—改向(增面)滚筒；7—正多边形托辊组；8—托辊窗体；9—回程分支托辊；10—传动滚筒和驱动装置；11—清扫器；12—拉紧装置



(a)



(b)

图 19-2 圆管带式输送机结构图

1,5—尾部过渡段；2—输送段；3,4—头部过渡段

送带具有一定的弹性和柔性。同时要控制上下胶层的厚度和硫化次数，提高输送带自然趋向圆管形的能力。

钢绳芯带的钢丝绳应采用较小的直径，可采取增加钢丝绳根数的办法来保证其具有一定的带强，以减小输送带的厚度，使其纵向和横向都具有一定的柔性，从而使输送带具有良好的密封性和抗疲劳性能。

2. 选用

输送带型号的选择要考虑输送带的最大张力值、输送距离、使用条件及安全系数。另外，还要考虑输送带两边的搭接宽度，推荐为 $0.5d_{管}$，则带宽与管径的关系为

$$B \approx (\pi + 0.5)d_{管} \tag{19-1}$$

式中：B——输送带的宽度，mm；

$d_{管}$——圆管输送带的名义管径，mm。

名义管径为其外径，或正多边形托辊组内切圆的直径。圆管输送带的名义管径不变的情况下，当选用不同厚度的输送带时，可保证圆管带式输送机的结构不变，从而易于实现标准化和通用化。

圆管输送带的名义管径与带宽的关系见表 19-1。当输送机长度小于 1000m 时，一般多选用织物芯输送带；当输送机长度在 1000～2000m 范围时，可用织物芯输送带，也可用选用钢绳芯(ST)输送带。具体选用要经过反复的计算再确定。按照输送带标准，当张力超过 ST1600 的带强时，就不应再考虑使用织物芯输送带，而必须使用 ST 输送带。当输送机长度大于 2000m 时，一般多选用 ST 输送带。

织物芯输送带的部分规格和技术参数见表 19-2，表中的部分参数与表 19-1 不对应，详细资料可以向有关厂家查询。

表 19-1 名义管径与带宽的关系 mm

$d_{管}$	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	850
B	430	600	750	1000	1100	1300	1600	1800	2200	2550	3100

表 19-2 织物芯输送带的部分规格和技术参数

管径 d/mm	带宽 B/mm	扯断强度 /(N·mm)	织物层数	织物型号	结构类型	覆盖胶厚度/(里×外)/(mm×mm)	厚度 /mm	质量 /(kg/m)
100	430	250	1	NF300	A	3.0×1.5	5.2	2.7
150	600	160	2	NF100	C	3.0×2.0	7.5	5.3
		315	2	NF200	C	3.0×2.0	7.5	5.3
200	700	315	2	NF200	C	3.0×2.0	7.9	7.1
		500	2	NF300	C	3.0×2.0	7.9	7.1
		315	2	NF200	C	5.0×2.0	9.4	8.4
		500	2	NF300	C	5.0×2.0	8.9	8.0
250	1000	400	2	NFL250	B	3.0×2.0	8.6	9.9
		500	2	NFL300	C	3.0×2.0	9.0	10.4
		400	2	NFL250	C	5.0×2.0	10.1	11.6
		500	2	NFL300	C	5.0×2.0	10.4	12.7
300	1100	400	2	NFL250	C	3.0×2.0	9.1	11.5
		500	2	NFL300	C	3.0×2.0	9.5	12.0
		400	2	NFL250	C	5.0×2.0	10.6	13.4
		500	2	NFL300	C	5.0×2.0	11.0	13.9
350	1300	630	3	NFL250	D	5.0×2.0	11.9	17.8
		800	4	NFL250	E	5.0×2.0	12.5	18.8

圆管带式输送机可选用特制的输送带，用于输送热物料。标准规格输送带使用温度可达 60℃，有两种耐热输送带允许温度可达 110℃ 和 160℃。在选择输送带时必须特别考虑物料粒度和输送带表面温度，过热的输送带表面会对输送带的寿命产生显著影响。

19.3.2　托辊

1. 托辊及托辊组

圆管带式输送机对托辊的密封要求比普通带式输送机更为严格。圆管带式输送机的六边形托辊组（见图 19-1）的侧辊倾角呈 60°，如果密封不好，雨水易于浸入，在短时间内可能引起托辊不转动。因此，对于圆管带式输送机所用的托辊，要求其运行阻力小，防水密封性好。对托辊的调查结果表明，合理调整润滑油的充填率，可以使其回转阻力更小。

1）六边形托辊组

一般来说，单圆管带式输送机其回程分支结构与普通带式输送机一样，而多边形托辊组则用于输送段承载分支和全圆管带式输送机的回程分支。多边形托辊组一般取六边形，相邻托辊的间隙过大会使输送带边缘易嵌入而损坏，所以其最大间隙应小于输送带厚度，一般为 2～5mm。

输送带四周的托辊通常被称为圆管形保持托辊（pipe shape keeping idler，PSK 托辊）。当圆管带式输送机直线运行、没有任何垂直或水平弯曲时，六边形托辊组底部 3 个托辊承受输送带和物料的重量，顶部 3 个托辊维持输送带呈圆管形。当输送机有垂直和水平弯曲部分时，围着输送带的一部分托辊可能成为承载托辊，而其他托辊来维持输送带的圆管形。在回程分支中使输送带保持圆管形是为了保证其可以采用与承载分支同样的结构，以易于引导输送带通过垂直或水平弯曲段，或可以实现双向往返输送。

六边形托辊组的 6 个托辊，可以安装在托辊窗体的一侧，也可装在两侧形成六边形。

六边形托辊组根据配置形状分为峰点型和平底船型（见图 19 3）。此外，托辊可设置在托辊窗的两侧形成两个六边形托辊组的组合（见图 19 4）。

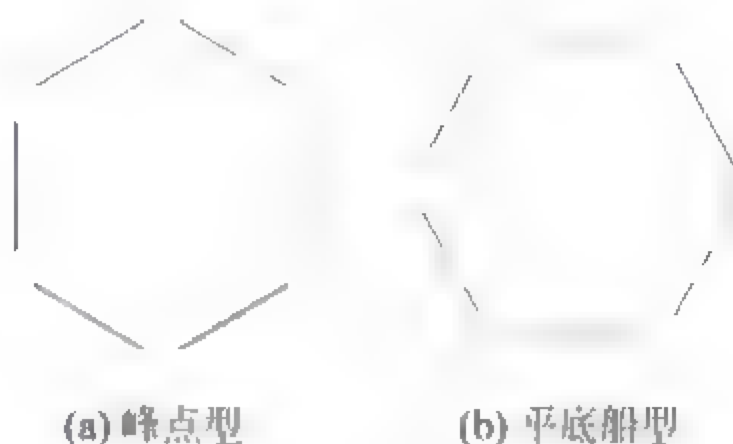


图 19-3　六边形托辊组的配置

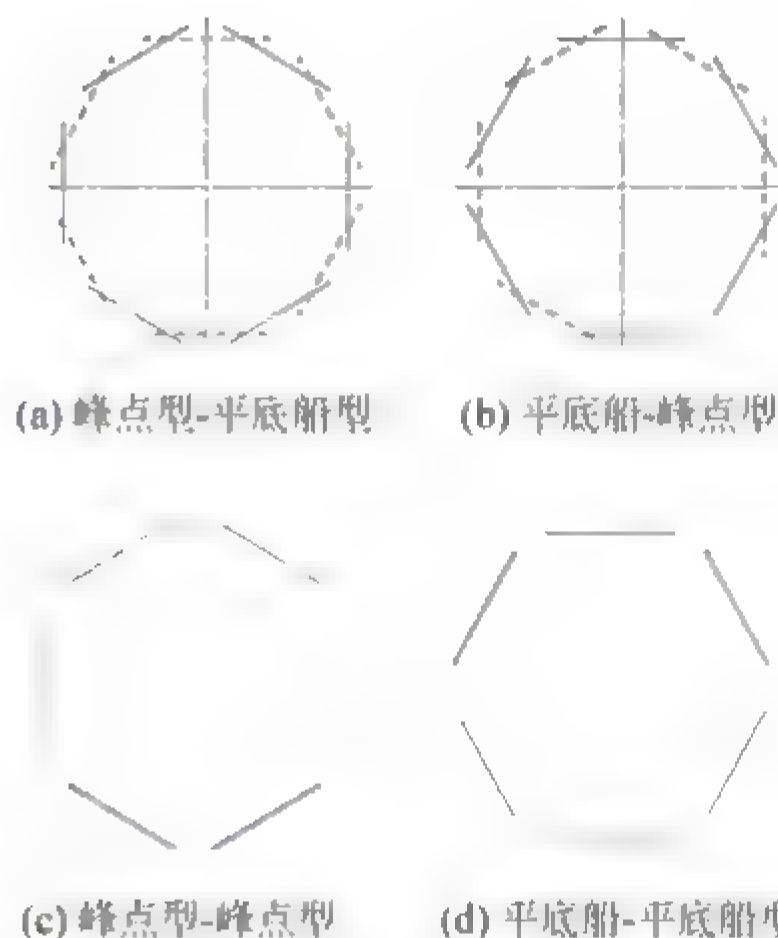


图 19-4　六边形托辊组的组合形式

2）过渡段托辊组

圆管带式输送机缓冲托辊均为槽形托辊，其间距一般为 300～500mm，槽角由 15°逐渐增加到 20°，30°，45°等，可根据现场情况调整，使它们起到对输送带导向和约束的作用。在第一组六边形托辊组前设置一组五边形托辊组，其中最上方的 2 个托辊的倾角，应根据输送带两边的搭接方向分别取 60°和 55°的倾角，如图 19-5 所示，用于将一边带压下，使其低于另一边带，目的是使输送带能顺利地搭接过渡成圆管形，减少其边缘部分的磨损。有时还可在五边形托辊组和六边形托辊组之间设置一个压带托辊，同样是用来将输送带的一边压下，使其低于输送带的另一边，利于搭接并形成封闭的圆管状。头部过渡段也可设置压带托辊。

当所输送的物料粒度较大时，可在过渡段区间内在输送带两侧设置相互错开的垂直托

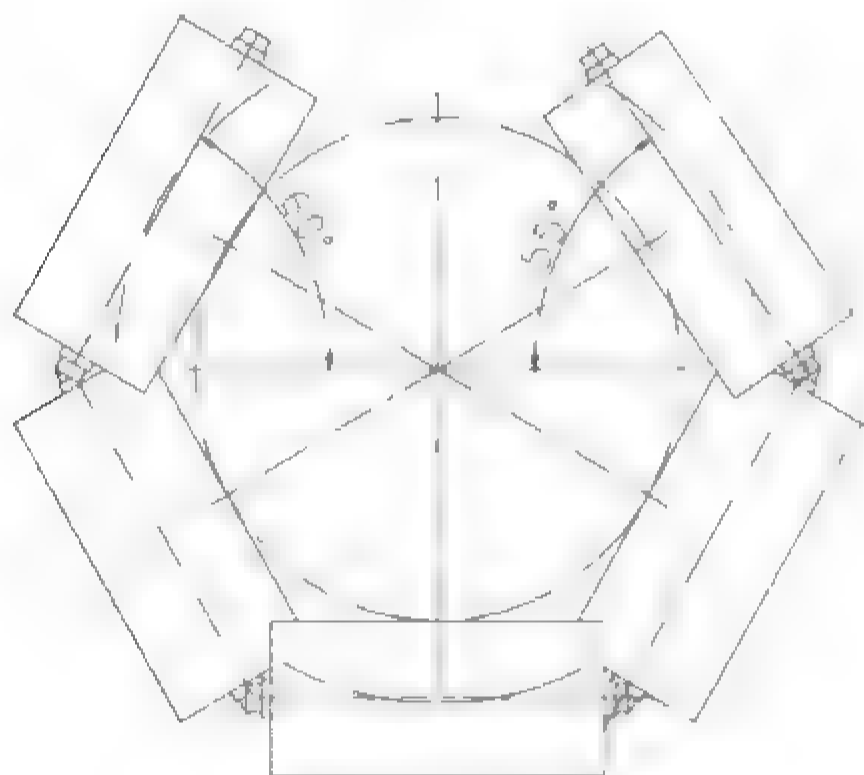


图 19-5 过渡段托辊布置

辊，从两侧对输送带进行约束，目的是使物料粒度的长径方向能顺应输送带的运行方向，较顺利地进入圆管输送带内，但同时也要防止输送带在左右方向被推出(跑偏)。

2. 托辊窗体

1) 托辊参数

圆管带式输送机除过渡段外，多采用六边形托辊组，托辊直径系列见表 19 3。托辊组的直径和间距由圆管带式输送机的尺寸和所输送物料决定。

由于输送带成管后的刚度较大，在其垂度满足要求的情况下，与普通输送机相比，圆管带式输送机的托辊间距比较大。推荐圆管带式输送机管径、直线段托辊间距和物料堆积密度的匹配关系见表 19-4。

圆管带式输送机弯曲段的托辊间距一般取直线段托辊间距的 1/3～1/2。弯曲半径小的取小值，反之取大值；当物料堆积密度>2200kg/m³ 时，托辊间距也取小值。托辊间距的最终确定应基于圆管带式输送机的静态、动态张力特性及典型或综合弯曲特点来综合考虑。

2) 托辊窗体、桁架

托辊窗体是用来支承托辊的面板，面板可由平板冲压而成，对于大型圆管带式输送机，其面板由角钢和钢板制成。

表 19-3 圆管带式输送机托辊直径系列 mm

$d_管$	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	850
托辊直径	50,63.5,76,89,108,133,159,194										

表 19-4 直线段托辊间距

堆积密度/(kg/m³) 间距/mm $d_管$/mm	≤800	800～1600	≥1600
100	1200.0	1000.0	1000.0
150	1600.0	1200.0	1200.0
200	1800.0	1600.0	1600.0
250	1800.0	1600.0	1600.0
300	2000.0	1800.0	1600.0
350	2200.0	1800.0	1800.0
400	2200.0	2000.0	1800.0
500	2200.0	2200.0	2000.0
600	2500.0	2200.0	2200.0
700	2500.0	2500.0	2200.0
850	2500.0	2500.0	2500.0

注：(1) 托辊直径取决于辊子转速，r/min；
(2) 数值为笔者推荐取值，供读者参考。

所有面板都应与输送机的纵向轴线垂直正交，公差范围控制在1mm左右为最佳。

由于托辊窗体的框架效应，圆管带式输送机的桁架（包括走台）更加坚固，因此允许采用稍轻型的设计。

对于长距离的圆管带式输送机，在设计时应考虑由于环境、温度等变化引起结构架伸缩的问题。可采用铰接等结构连接方式。

通过型通廊也可满足长跨距的要求。根据圆管带式输送机的尺寸大小，维修走台可以设置在一侧或两侧。典型的圆管带式输送机形状可采用较轻桁架设计，以减小基础载荷。

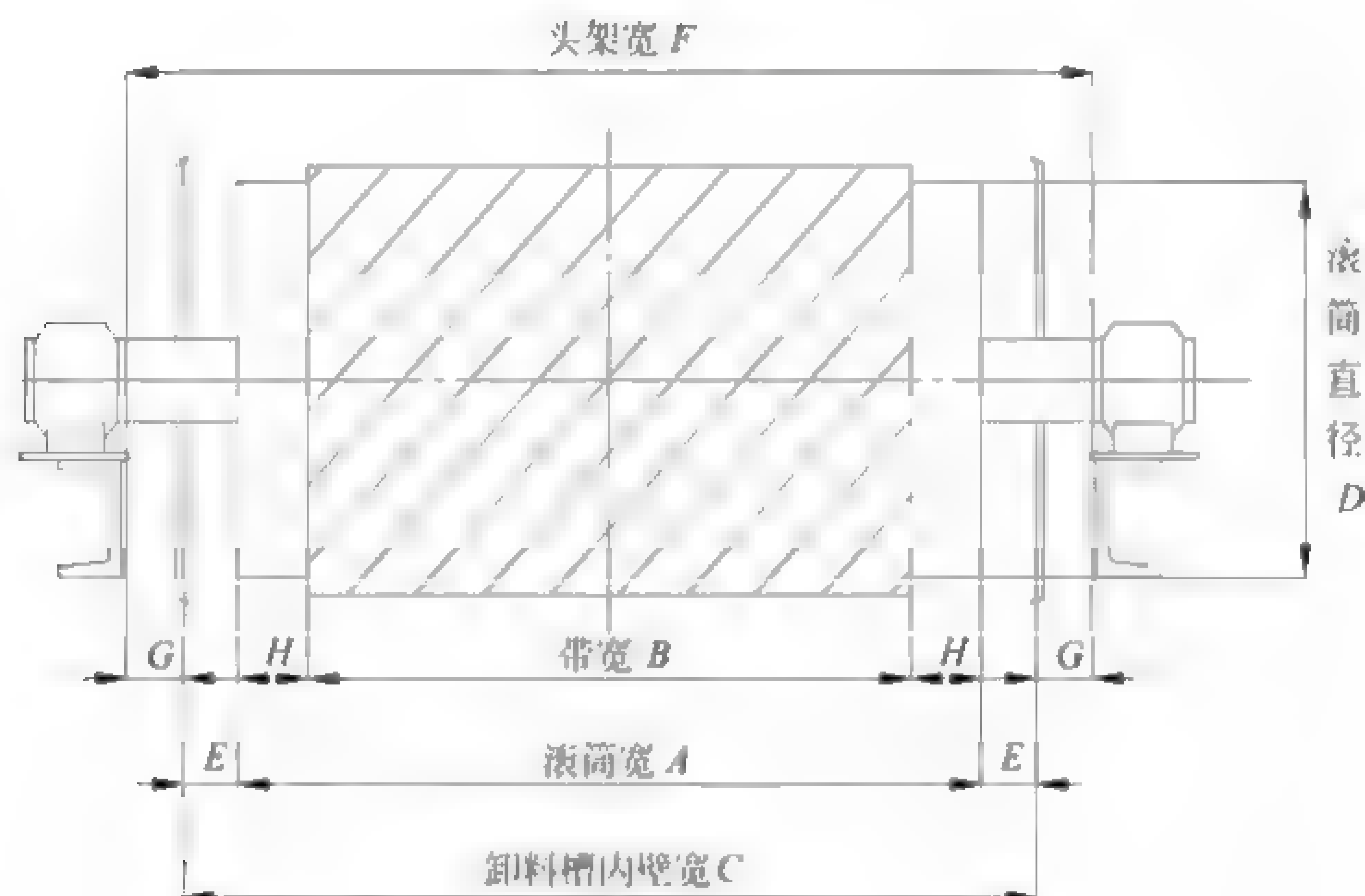
19.3.3　滚筒

圆管带式输送机的输送带通常会出现左右扭转的状态，在头部滚筒处输送带将出现横向移动。因此，圆管带式输送机滚筒的宽度要比普通带式输送机的滚筒宽度大，这样，头部卸料槽内部宽度尺寸也应加大，见表19-5。

所使用滚筒的直径与圆管带式输送机输送带的规格、结构有关。对于织物芯输送带滚筒直径的计算方法见表19-6，表中所列的是滚筒最小直径，带*的数据用于特殊的织物芯输送带。

钢绳芯输送带对应的标准滚筒直径见表19-7。

表19-5　滚筒结构尺寸　　mm



$d_{管}$	A	B	C	D	E	F	G	H
ϕ150	750	600	850	500,630	50	1000	75	75
ϕ200	930	750	1080	630,800	75	1280	100	75
ϕ250	1150	1000	1300	630,800	75	1500	100	75
ϕ300	1280	1100	1450	800,1000	85	1650	100	90
ϕ350	1480	1300	1650	800,1000	85	1850	100	90
ϕ400	1800	1600	2000	1000,1200	100	2200	100	100
ϕ500	2200	1800	2450	1200,1400	125	2650	100	150
ϕ560	2400	2050	2650	1400,1600	100	2850	100	175
ϕ600	2540	2190	2800	1600,1800	130	3000	100	175

注：(1) 初步设计时，D可采用表中左侧的数据；

(2) 表中F为供参考的最小值，设计者可根据实际情况确定；

(3) 滚筒直径D为不包括包层材料厚度在内的名义直径，与带宽组合为推荐组合。

表 19-6　应用织物芯输送带时滚筒直径的计算方法

滚筒分类 / $d_{管}$/mm	大张力、传动滚筒	尾部、拉紧、改向滚筒	增面滚筒
	$125\times(i$①$+2)k_P'$②	$100\times(i+2)k_P'$	$75\times(i+2)k_P'$
	i	输送带型号及其扯断强度/[N/(mm·层)]	k_P'
150	2	NF160	0.8
		NF250	1.0
		NF315	1.0
		NF400	1.3*③
200	2	NF160,250,315	1.0
		NF400,500	1.3
	3	NF630	1.15*
	4	NF800	1.15*
250/300	2	NF315,400,500	1.3
	3	NF630	1.15*
	4	NF800	1.15*
		NF1000	1.40*
350/400	3	NF630	1.15
	4	NF800	
	5	NF1000	
		NF1250	1.30*
500	5	NF1000	1.15
	6	NF1250	1.30*

注：① i 为输送带芯层数；② k_P'为系数；③ 打*号的数据用于特殊的织物芯输送带。

表 19-7　钢绳芯输送带对应的标准滚筒直径

滚筒分类 / 滚筒直径/mm / 输送带型号及其拉伸强度/(N/mm)	大张力、传动滚筒	尾部、拉紧、改向滚筒	增面滚筒
ST630	630	500	400
ST800	630	500	400
ST1000	800	630	500
ST1250	800	630	500
ST1600	1000	800	630
ST2000	1000	800	630
ST2500	1250	1000	800
ST3150	1400	1250	1000
ST4000	1600	1400	1000
ST5000	2000	1600	1250

19.3.4 驱动

直线倾斜布置、中间长度相等的圆管带式输送机与普通带式输送机相比较，输送能力和尺寸相同时，圆管带式输送机所需功率会稍大些。假如圆管带式输送机有弯曲部分，为改变

输送带内物料的输送方向，也要多消耗一些功率。尽管输送带弯曲的圆管带式输送机比同样长度的直线型通用输送机所需功率相对要大，但取消了转载点及与转载点有关的提升设备，圆管带式输送机与多段普通带式输送机的能耗相当，甚至圆管带式输送机总体的耗能更少。

还要特别考虑圆管带式输送机输送带在寒冷环境下变得僵硬和潮湿、物料结冰结块引起的附加阻力。故在冬季运行时，其启动力矩会有增大的情况。

一般选用可调速驱动装置，结合物料横断面监测器控制圆管带式输送机的启动。启动时间一般取100s以内，带速应在额定带速的10%～100%范围内可调。

与普通带式输送机相比，圆管带式输送机的每次特定应用，必须对其功率需求和输送带张力进行详细的工程预测。

19.4　设计和选型

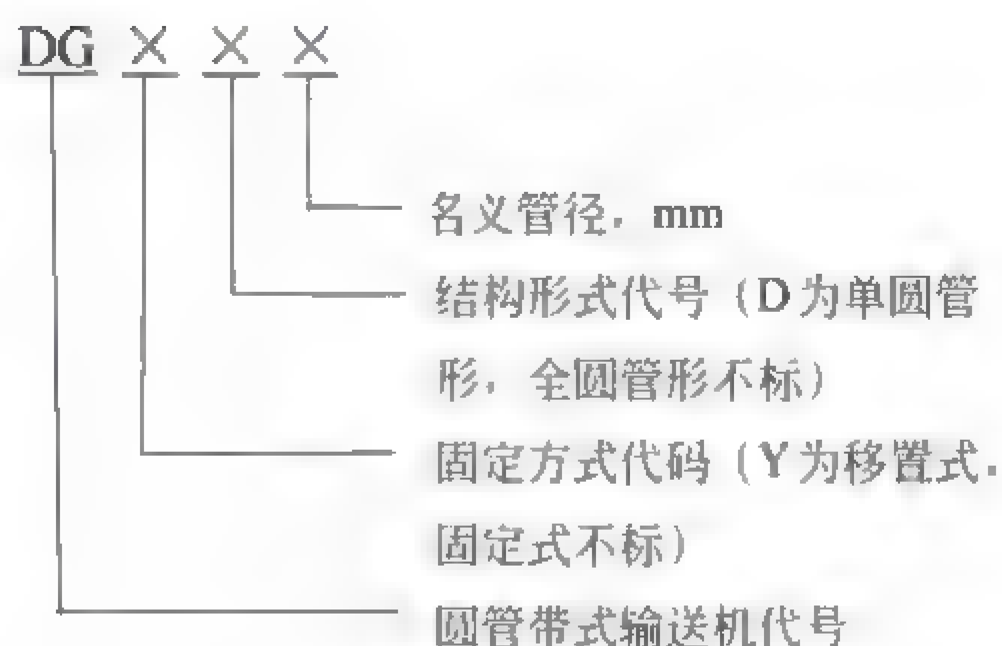
19.4.1　主要技术参数及其确定

圆管带式输送机的基本参数应符合表19-8的规定。

1. 规格及其型号表示方法

圆管带式输送机以管径表示，分别为：100，150，200，250，300，350，400，500，600，700，850mm共11个规格。

1）型号表示方法



2）标记示例

名义管径为300mm，移置式单圆管带式输送机标记为：

带式输送机 DGYD300 JB/T××××—××。

2. 物料粒度

物料粒度对于确定圆管带式输送机尺寸很重要。一般情况下，最大物料粒度为圆管输送带名义管径的1/3。在一定物料粒度分布情况下，也可输送较大粒度的物料。如果以物料粒度来决定圆管输送带名义管径，就要比按输送量所选管径大些。加料量太大，将不利于提高输送带和约束输送带的多边形托辊的使用寿命。

圆管带式输送机所允许输送的物料最大粒度见表19-9。

表19-8　圆管带式输送机的基本参数

$d_{管}$/mm	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	850
推荐带宽 B/mm	430	600	750	1000	1100	1300	1600	1800	2200	2550	3100
名义带速 v/(m/s)	0.8，1.0，1.25，1.6，2.0，2.5，3.15，4.0，4.5，5.0										
滚筒直径 D/mm	200，250，315，400，500，630，800，1000，1250，1400，1600，1800										
托辊直径 d/mm	50，63.5，76，89，108，133，159，194										

表19-9　圆管带式输送机所允许输送的物料最大粒度

圆管带式输送机规格	100	150	200	250	300	350
物料最大粒度 a_{max}/mm	20～30	30～50	50～70	70～90	90～100	100～120
圆管带式输送机规格	400	500	600	700	850	
物料最大粒度 a_{max}/mm	120～150	150～200	200～250	250～300	300～400	

3. 充填系数

圆管带式输送机可以输送粉状、颗粒状和块状物料，以及水分较大的黏稠状物料。物料在圆管带式输送带中的充填系数 φ 一般为75%，最大不应超过80%。充填系数在75%时，物料的最大粒度 a_{max} 应小于或等于 $d_{管}$ 的三分之一，即

$$a_{max} \leqslant d_{管}/3 \tag{19-2}$$

但是，当管径相同时，降低充填系数可增大输送物料的粒度，所以圆管带式输送机所允许输送的物料粒度大小与管径和充填系数有关。

4. 带速

圆管带式输送机的带速一般为0.8～5.0m/s（见表19-8）。如果需要提高带速，可以增大托辊的直径或者提高托辊的许用转速指标。中国目前推荐的托辊临界转速为600r/min，而国外托辊的临界转速可达到800r/min。根据需要，不同的带速可以选用不同直径的托辊。

19.4.2 线路布置

圆管带式输送机一般不适于中间加料和卸料。如必须在输送段中间设加料点或卸料点，一般需采用增加过渡段将输送带展开，在加料点安装加料装置进行加料；或在卸料点采用电动或手动犁式卸料器直接卸料，卸料方式分单侧和双侧。

1. 过渡段长度

圆管带式输送机的头部和尾部过渡段的长度，由输送带的名义管径和类型来决定，同时也取决于输送带所允许的伸长率。

如果过渡段太短，则输送带边缘将产生较大的附加张力，使其过早地疲劳损坏，严重时边缘会产生撕裂；如果过渡段长度太长，则将减小整个输送线路的密封长度。一般对织物芯输送带，过渡段长度 $a_{过}$ 为

$$a_{过} \geqslant 25d_{管} \tag{19-3}$$

对钢绳芯输送带

$$a_{过} \geqslant 50d_{管} \tag{19-4}$$

织物芯输送带过渡段长度及输送机最短长度见表19-10。

2. 空间弯曲布置及曲率半径

圆管带式输送机优于普通带式输送机的一个显著特点，是可以进行较小半径转弯。

由于圆管带式输送机的输送带完全被周围的托辊所约束，所以，即使输送带会产生扭转现象，跑偏也只发生在头尾过渡段。圆管带式输送机可以空间弯曲，可越过障碍或其他设施，从而省去了中间转载，实现由一台输送机完成长距离复杂线路输送物料的目的。输送带刚通过过渡段形成圆管后便可开始弯曲，弯曲必须在到达卸料滚筒过渡段之前完成。输送机两端的过渡段必须是直线的。

表19-10 推荐的过渡段长度及输送机最短长度

$d_{管}$/mm	过渡段距离/m		输送机最短长度/m	
	织物芯输送带	钢绳芯输送带	织物芯输送带	钢绳芯输送带
150	3.75	7.50	18.00	36.00
200	5.00	10.00	20.00	40.00
250	6.25	12.50	23.00	46.00
300	7.50	15.00	25.00	50.00
350	8.75	17.50	30.00	60.00
400	10.00	20.00	35.00	70.00
500	12.50	25.00	40.00	80.00
600	15.00	30.00	50.00	100.00
700	17.50	35.00	60.00	120.00
850	21.50	43.00	70.00	140.00

当具有较多的弯曲段时，最好使弯曲段的数量和方向在输送机两侧对称布置，以保证输送带在运行时张力在其横断面上均匀分布，减少扭曲。

弯曲布置的曲率半径通常由输送带管径、类型及其使用情况等因素决定。曲率半径的大小直接影响输送带和托辊的使用寿命。因此，在现场布置条件允许的情况下，在输送带张力大的弯曲处增大弯曲半径。一般推荐使用的标准最小半径如下：

1）水平或凹弧弯曲

（1）织物芯输送带

$$R_{织} \geqslant 300d_{管} \tag{19-5}$$

（2）钢丝绳芯输送带

$$R_{钢} \geqslant 700d_{管} \tag{19-6}$$

上式计算出的 R 称为基本（标准）曲率半径。

2）"S"形、凸弧弯曲或水平和凹弧弯曲综合出现

（1）织物芯输送带

$$R_{织} \geqslant 400d_{管} \tag{19-7}$$

（2）钢丝绳芯输送带

$$R_{钢} \geqslant 800d_{管} \tag{19-8}$$

3）水平弯曲和凸弧同时存在

（1）织物芯输送带

$$R_{织} \geqslant 500d_{管} \tag{19-9}$$

（2）钢丝绳芯输送带

$$R_{钢} \geqslant 900d_{管} \tag{19-10}$$

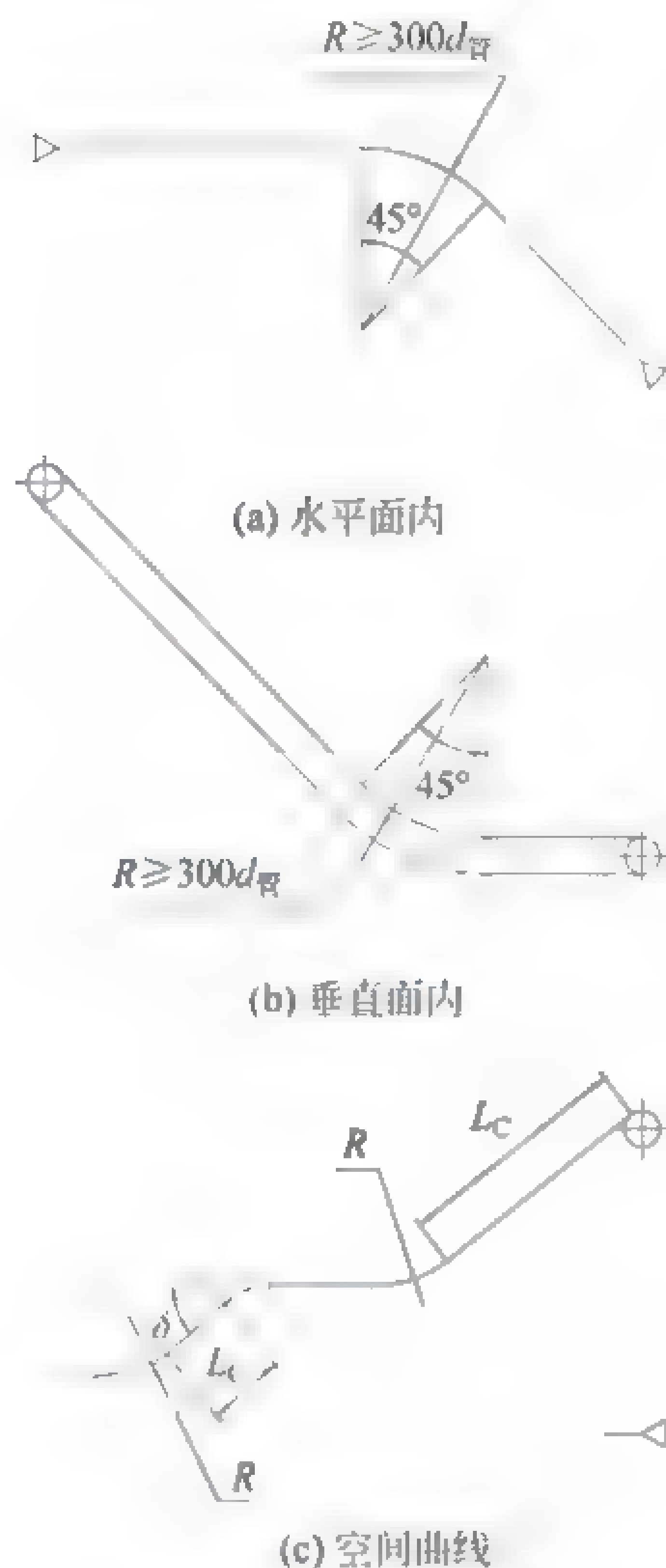
曲率半径还可以由基本曲率半径乘经验系数来确定。即对比较复杂的弯曲线路或者一次弯曲圆弧超过45°时，曲率半径为

$$R = k_c R_{基} \tag{19-11}$$

式中：k_c——经验系数，$k_c=1.0\sim1.7$，k_c 的取值根据经验确定。

以上所介绍的是一般的情况，实际情况下弯曲半径的最终确定还要根据圆管带式输送机的静、动态张力情况和整个线路的布置情况综合进行考虑。

如图19-6所示，为在弯曲处校正输送带的扭曲错位，输送带在输送机头部弯曲时，除应满足式（19-5）～式（19-11）的条件外，还应满足式（19-12）和式（19-13）的要求。



(c) 空间曲线

图19-6 输送线路弯曲布置时的要求

$$\delta \leqslant 45° \tag{19-12}$$

式中：δ——输送线路在水平面和垂直面内弯曲的中心角，（°）。

$$L_C \geqslant 50d_{管} \tag{19-13}$$

式中：L_C——弯曲段起点或终点至头部滚筒中心线间的距离，m。

3. 输送带的搭接方向与输送特殊物料时对线路布置的要求

为了在弯曲处校正输送带的扭转错位，输送带除了满足上述弯曲半径的要求外，一般还应满足弯曲的弧度最好要小于45°角；两个弯曲段之间最好有一段直线段，起导行作用。

1）圆管带式输送机输送带的搭接方向

输送带的搭接方向对其直线运行和垂直面内的弯曲运行并无影响，也无特殊要求。但是水平弯曲时，其搭接方向应按图19-7所示的

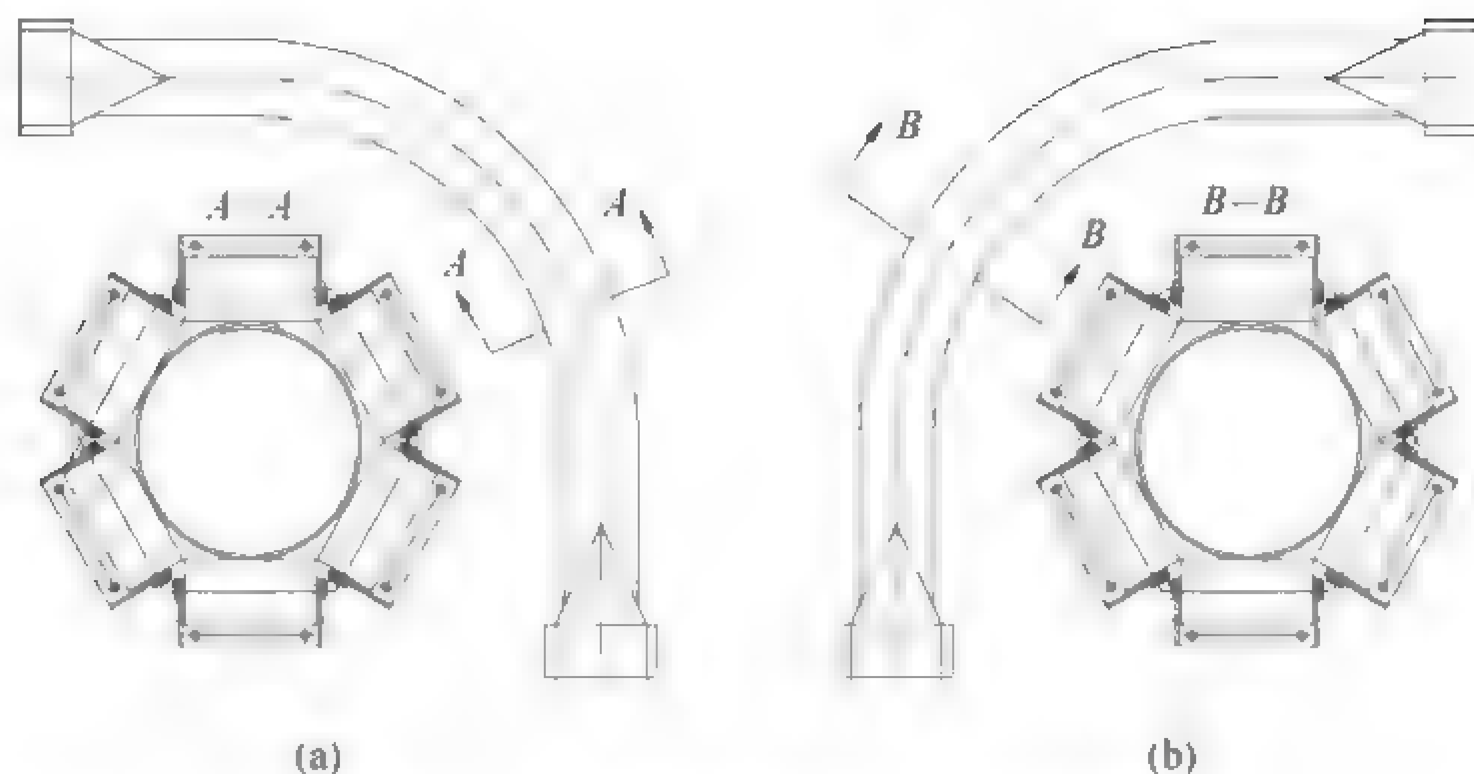


图 19-7　输送线路弯曲布置时的搭接要求

要求实施，否则在弯曲过程中不能保持正常的圆管形且使管径缩小。如果在线路中多次弯曲，则搭接方向应按第一次弯曲方向来确定。

2）特殊物料输送时对线路布置的要求

圆管带式输送机在输送流动性较好的粉状物料时，为避免在加料处产生涌流现象，在加料处应先向下倾斜 2°～4°，然后再向上倾斜输送，则可达到较好的输送效果。

19.4.3　设计计算

圆管带式输送机的阻力、功率等计算步骤和方法与普通带式输送机基本相同，但由于圆管带式输送机线路布置较普通带式输送机的复杂，故一般不采用误差较大的估算法，而采用逐点张力法计算。

由于托辊组托辊数量的增加，托辊运行阻力、压陷阻力等也随之增加。另外，由于通过多边形托辊组强制将输送带卷成圆管形，物料在圆管输送带内的充填系数达 75%，当输送带在通过两托辊组之间时，因无六边形托辊组的约束，管径变大，当进入六边形托辊组时，输送带连同其内的物料又受到挤搓，好像楔子一样。由于上述原因，圆管带式输送机的运行阻力较普通带式输送机的运行阻力大。如输送机还要在冬季或寒冷的环境下使用，表中的数值还需乘一个考虑输送带僵性使运行阻力增大的系数(1～1.5)，温度越低取值越大。

1）体积输送量的计算

$$I_V = 3600vA\varphi = 2827v\varphi d_{管}^2 \tag{19-14}$$

式中：v——带速，m/s；

A——圆管带式输送机输送带呈圆管形状的横截面积，m²；

$d_{管}$——输送带管径，m；

φ——充填系数，随输送物料的粒度及输送倾角的不同而变化，通常取 0.75。

2）直线段阻力计算

圆管带式输送机直线段阻力计算可参考普通带式输送机直线段阻力计算公式，此处托辊的模拟摩擦系数参考表 19-11 选取。

表 19-11　运行阻力系数 f_r 的推荐值

安装工况	工作工况	f_r
水平、向上倾斜及向下倾斜输送托辊电动工况	工作环境良好、制造质量好，物料内摩擦系数小	0.030～0.035
	按标准设计、制造、调整好，物料内摩擦系数中等	0.035～0.045
	多尘、低温、过载、制造安装质量差，物料内摩擦系数大	0.045～0.055
向下倾斜输送发电工况	设计、制造、安装正常	0.020～0.025

3）曲线段阻力计算

圆管带式输送机弯曲布置时，必须考虑曲线段的阻力，其大小主要取决于弯曲段的曲率半径和圆弧角的大小。近似计算可用张力增大系数来考虑，一般将每个弯曲段折算成直线段，求其终点的张力再乘张力增大系数 C。

一般每个弯曲段处取 $C=1.03\sim1.15$，弯曲半径小和转弯角度大时，取大值，反之取小值。改向滚筒处 $C=1.02\sim1.06$。

局部阻力、圆周力及功率的计算参考普通带式输送机中的相关计算方法。

19.4.4　调整和维护

1. 概述

圆管带式输送机在运行过程中，经常会出现输送带的扭转，产生扭转的原因包括以下几方面：

（1）刚投入使用的新的输送带阻力较大，使输送机的运行状态不稳定；

（2）由于长时间的使用，机械部分产生变形或磨损、输送带搭接部位磨偏；

（3）多边形托辊组及其支承结构的制造或安装精度不够；

（4）在曲线段圆管输送带发生变形；

（5）输送带的厚度、弹性、刚性和硬度等不均匀；

（6）圆管输送带中被输送物料加载不对中；

（7）托辊的偏磨损。

圆管形输送带的扭转严重时，会造成许多意外情况的发生，如加速输送带和托辊的磨损；增加功率消耗；输送带边缘插入多边形托辊组托辊的间隙中或被结构架及导料槽等卡住，造成输送带撕裂或结构架损坏，等等。

当然，完全没有扭转是不可能的，正常输送状态下允许输送带有较小角度的扭转。一旦输送机启动，必须以输送机的结构架为参照物监测输送带的搭接处、输送机头尾处输送带的对中情况，如果输送带的搭接位置相对于结构架顺时针或逆时针扭转超过20°就必须对输送带进行调整。在任何情况下输送带扭转都不允许超过30°。

需要注意的是，上述要求对输送机靠近头尾过渡段的圆管形输送带显得特别重要，因为这两段圆管形输送带的扭转将引起输送带在绕入和绕出滚筒时产生严重的跑偏。完全没有跑偏（即扭转）的理想状态是很少的，因此，圆管带式输送机的滚筒长度通常较普通带式输送机的长。

对于较长输送距离的圆管带式输送机来说，距头尾过渡段较远处的圆管形输送带的扭转状态可以根据实际情况进行调整。如果搭接密封能保证物料不泄漏，并且能维持正常的前进运行状态，到头尾过渡段时又能恢复到要求的对中状态，保证跑偏量在正常范围之内，则该段圆管形输送带在运行过程中的扭转可以顺其自然，而不必采取特别的调整。

2. 调整圆管形输送带扭转的原理及方法

参照普通带式输送机的纠偏原理，可以在输送带的边缘进行强制纠扭，也可以利用与前倾托辊同理的纠扭方法进行调整。通过顺时针或逆时针调整托辊的转角，圆管输送带就受到持续的逆时针或顺时针方向的纠扭力作用。通常把调整托辊设置在承受较大压力的多边形托辊组的下托辊处，并对调整托辊的外表面进行处理（例如沟槽和包胶等措施），以增加与输送带间的摩擦调整力。

3. 运行及维护

1）输送带接头

圆管带式输送机使用的输送带接头推荐采用硫化方法，但也可采用冷粘的方法。

2）输送带搭接方向调换

输送带在运行中，搭接方向的调换常会导致托辊架变形，严重时会导致输送带损坏。输送带搭接方向的频繁调换，一般是因压带辊的安装位置不正确引起的。另外，输送带的跑偏和扭曲也会导致压带辊失效，从而发生搭接方向的调换，此时，则应对输送带的跑偏和扭曲进行及时的调整。

3）托辊的安装

托辊对齐和适当的加载，对圆管带式输送机的稳定和导向起关键作用。在一台普通带式输送机结构中，托辊支架在水平和垂直面内

对齐，对于正确导向输送带、完成运行非常重要，并可采用调心托辊来调整不正确的导向或输送带跑偏。JB/T 10380 2013 对圆管带式输送机的有关要求如下：

在整机全长范围内，承载段的直线部分托辊组中心连线的直线度和曲线部分的线轮廓度应符合表 19-12 的规定。沿输送方向支承托辊窗体的金属结构的中心连线的直线度和曲线部分的线轮廓度应符合表 19-13 的规定。

托辊组内表面(与输送带接触)应位于同一平面(水平面或倾斜面)或同一公共半径的弧面上，其相邻三组辊子内表面的高低差不得超过 2.0mm。由于圆管带式输送机输送带由周围的 PSK 托辊导向，输送机能通过弯曲处并克服输送带中心跑偏问题。在圆管带式输送机运行过程中，仍可调整托辊使输送带的搭接部分在承载侧尽量处于上方。然而，事实上，主要使输送带稳定并保持其搭接部分位于或接近于上方位置的因素是所输送物料的重量。横截面积占 75%圆管输送带面积的物料的重心使输送带保持适当的动态性能。在回程或空载侧，输送带的搭接部分位于圆管形的下方，搭接处的重量使其在回程中保持适当的动态性能。

4) 加载

均匀给料对于圆管带式输送机的稳定和导向非常重要，因此，推荐加载时使用带式给料机或振动给料机。假如不能稳定均匀地给料，则需安装物料横断面监测器和圆管带式输送机调速驱动装置。横断面监测器在加料处对物料载荷进行监测并发出信号改变输送带速度，从而始终保持物料的横截面积一致。

大块物料或硬物的进入，对于圆管带式输送机来说是致命的，常会导致输送机卡死或托辊的损坏，严重时，会将整条输送带划伤。为此，在输送机尾部加料处增加 1 个筛网，可有效地避免大块物料或硬物的进入。

在圆管带式输送机运行之前和运行过程中，必须对其进行检查和监测。通常在其运行时每天应目检两次，并在卸载处进行详细的检查。

5) 输送带运行状态的调整

为了防止输送带被结构架及导料槽等卡住，导致输送带损坏并对结构架产生作用，要对输送带的运行状态进行调整。另外，调整输送带的主要目的，是防止所输送的物料在输送过程中由于搭接位置不正确而沿输送线路产生泄漏。

必须在空载、半载和满载的工况下检查输送带的对中及适应情况。在开始调整检查时，即在输送机配套安装第一条输送带及随后更换新输送带时，在所有相关部件完成后，必须启动输送机，作为每次例行的安装检查。要空载启动输送机，并派人沿输送机全长对其进行适当的监测。

调整输送带最好是单独进行，尤其考虑到在较长的输送机长度内，可以省去重复调整托辊的工作。另外，调整工作应该从输送机尾部的尾部滚筒开始，沿着加料段、承载段到头部，使展成平形的输送带正常地通过传动滚筒，再沿着回程段通过拉紧装置返回尾部滚筒。

为了调整输送带，每个安装托辊组的托辊面板上都设有 2 个调整托辊，它们分别位于承载段和回程段。调整托辊通常位于六边形托

表 19-12 承载段的直线部分托辊组中心连线的直线度和曲线部分的线轮廓度

输送机长度/m	<50	50～100	100～150	150～200	200～250	250～300	300～500	>500
直线度(线轮廓度)/mm	20	25	30	35	40	45	55	70

表 19-13 沿输送方向支承框支架的金属结构的中心连线的直线度和曲线部分的线轮廓度

输送机长度/m	<50	50～100	100～150	150～200	200～250	250～500	>500
直线度(线轮廓度)/mm	10	15	20	25	35	40	50

辊组的与输送带搭接处相对的底部。输送机通过水平弯曲段的时候，调整托辊通常向弯曲半径的内侧偏斜。

对输送带进行调整时，首先要确定是否需要顺时针或逆时针旋转输送带的搭接部分，使搭接处位于多边形托辊组的顶部（承载分支）或底部（回程分支）。再确定哪个托辊面板处的哪些托辊需要调整。因此，要先找到发生扭转的源头，即输送带从哪里开始扭转，则这些托辊就需要调整。

确定要调整的托辊架后，其固定螺母必须松开，使托辊架能够转动。为了调整输送带，必须把托辊架转到一个正确的方向。

调整时应注意要防止对调整托辊调整量过大。一次调整3～4组相邻的调整托辊，调整的量要小些，接下来观察约5min，使这次调整产生作用，再根据需要作进一步的调整。调整了哪个调整托辊，应在其托辊面板上标注记号，以做参考。

一旦输送带在多边形托辊中运行，就应先半载输送，接着再满载试验。而且，在输送带调整完成后，所有调整过的托辊架必须重新紧固。

如果发现调整了一系列调整托辊后输送带的扭转还没有改善，则应把已调整的调整托辊复位，然后再进行下一系列托辊的调整。这样，就可以得到一种有效的输送带调整的系统方法。

另外，实践表明，六边形托辊组中的斜托辊不仅能起到支承载荷的作用，而且通过调节其前倾位置，还能用来调整输送带的运行，即可以用来调整输送带的扭转，当然也要增加一定的功率消耗。在输送带的调整过程中，可以采取综合运用调节调整托辊和斜托辊的方法，以取得更好的效果。

6）弯曲段

在输送机的弯曲段，经常会出现图19-8(a)中的点画线所示的折曲现象。这一方面会使输送带产生变形，加剧扭转等不利状态；另一方面也增大了运行阻力和功耗，是需要避免的。为此，可以采用图19-8(b)、(c)所示的托辊布置，实现对弯曲段输送带的导向。图中的水平托辊和立辊可以被调整为倾斜状态，就像前述的调整托辊一样，对输送带的扭转起到纠正作用。

7）头部和尾部

一般情况下，输送机头部和尾部较小的跑偏可通过调整尾部滚筒、槽形托辊组、改向滚筒组的偏斜角来调整，调整的方法和传统带式输送机的调整方法相同。但是，如果出现较大的跑偏情况，如输送带在滚筒上缠绕时就可能出现叠折的现象，此时必须采取一定的措施防止此类情况发生。输送带具有跑合的性质，经过一段时间的跑合，输送带就会在某种特定的

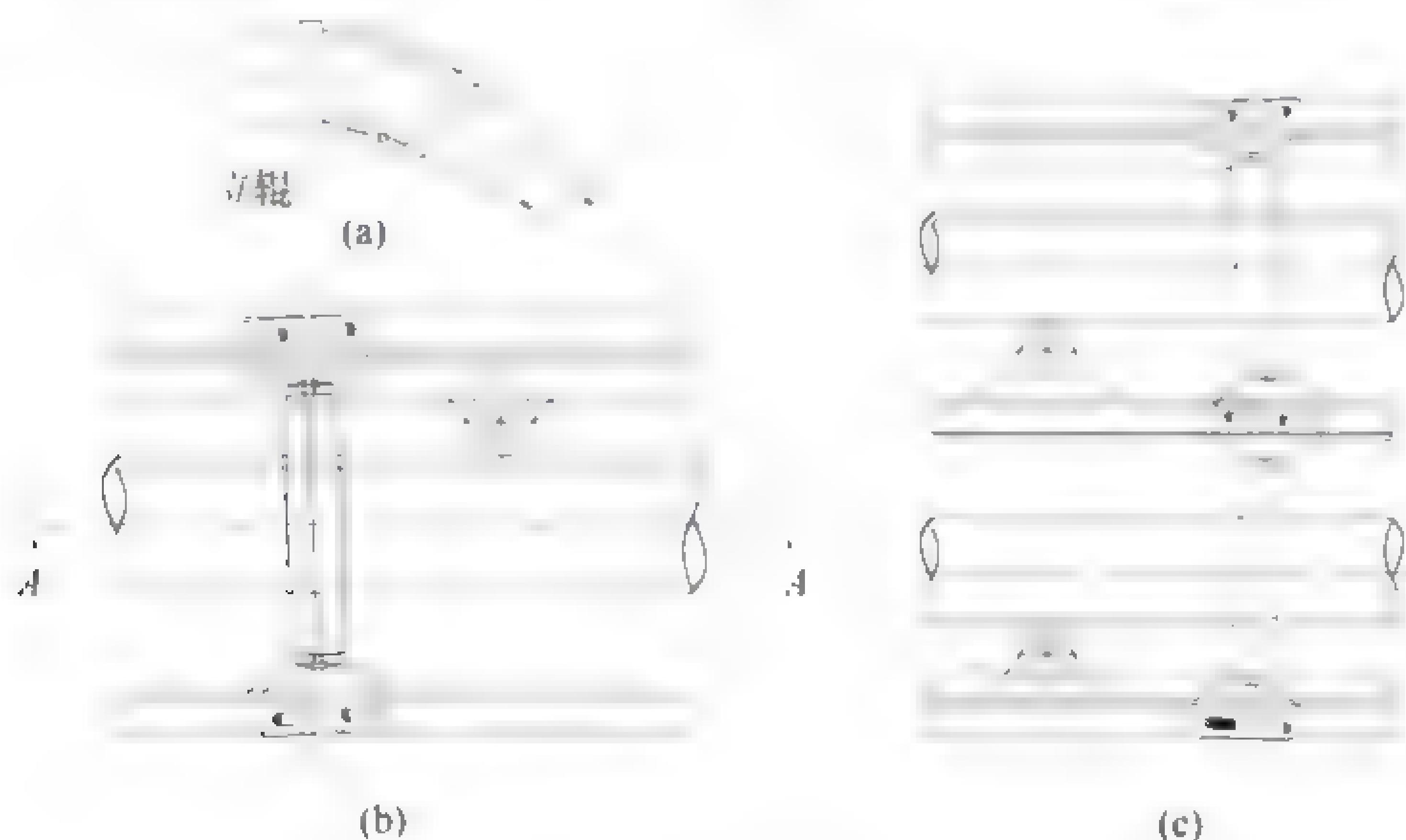


图19-8　弯曲段托辊设置

约束下显示出稳定的运行特性，只要这种特定的约束没有较大的改变，圆管带式输送机就会维持现有的运行状态不变。

8）中间加载

实际应用中经常会需要中间加载。但是，由于圆管带式输送机本身结构的限制，必须将形成圆管结构的输送带打开才能给输送机加载。加载最好配备加料设备，以保证加料的对中性和均匀性，同时还要重视防止输送带的扭转。

19.5 技术标准与规范

圆管带式输送机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，包括《圆管带式输送机》(JB/T 10380—2013)，以及涉及带式输送机的相关规范(见第16章)。

19.6 工程案例

岚山港铁矿石输送大型圆管带式输送机系统由日照岚山港9#、11#泊位堆场至日照钢铁有限公司堆场，圆管带式输送机沿途经过铁路、油罐区、货运站、公路、海滩、松树林、居民区等区域，见图19-9。输送机全长约为11km，由3条圆管带式输送机和3条普通带式输送机等组成。该系统是目前亚洲综合运力最大的圆管带式输送机系统。其中圆管带式输送机参数见表19-14。

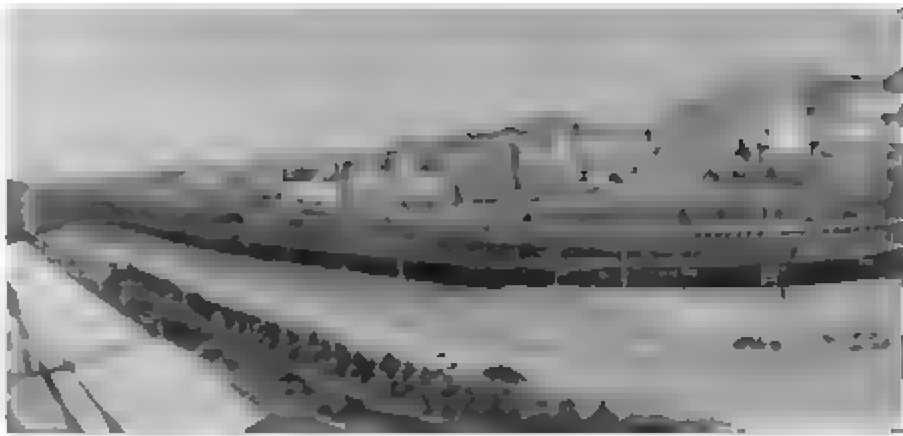


图19-9 日照岚山港圆管带式输送机

表19-14 日照岚山港3#圆管带式输送机参数

基本参数	规格型号	DG500×3389m
	输送带宽度/mm	1900
	水平长度/m	3243
	提升高度/m	−1.3
	倾角/(°)	0～9
	输送能力/(t/h)	5500
	带速/(m/s)	5.0
输送带	种类	钢丝绳芯橡胶输送带
	强度	St2500
	安全系数	>7
传动滚筒	直径/mm	1250
	数量	4
	表面胶层	人字形花纹
	结构形式	铸焊
物料特性	名称	粉矿、块矿、球团矿
	堆积密度/(t/m^3)	2.3
	粒度/(mm)	≤75
	种类	金属矿物
拉紧	拉紧形式	重锤
	最大拉紧力/kN	235
	拉紧行程/m	7
驱动	电动机功率	4×1300kW
	减速机	Flender
	启动方式	变频软启动

第20章

波状挡边带式输送机

20.1 概述

20.1.1 工作原理及特点

1. 工作原理

波状挡边带式输送机是用波状挡边输送带作为牵引件的连续输送设备。波状挡边输送带是以普通带式输送机的输送带作为基带，在其两边黏结(冷黏或二次硫化)上波状挡边，并在两条波状挡边之间的基带上，按一定间距黏结(冷黏或二次硫化、大型横隔板用螺栓固结)上横隔板。其驱动传动工作原理与普通带式输送机基本相同。

2. 特点

(1) 输送倾角大。最大可达90°，是大倾角输送和垂直提升物料的理想设备。因而可以节约占地面积，节省设备投资和土建费用，具有较高的综合经济效益。

(2) 结构简单。其各主要部件均可与普通带式输送机通用，给使用、维修带来方便。

(3) 运行可靠。既没有埋刮板输送机经常出现的卡链、飘链、断链现象，也没有斗式提升机经常发生的打滑、掉斗现象。其可靠度几乎与通用带式输送机相等。

(4) 运行平稳、噪声小。

(5) 能耗小。由于不存在装料时的挖掘阻力和运行时物料的内摩擦、外摩擦阻力，因而能耗小。

(6) 布置灵活。垂直波状挡边带式输送机还可以在机头和机尾设置任意长度的水平输送段，便于和其他设备衔接。

20.1.2 适用范围

(1) 波状挡边带式输送机为一般用途的散状物料连续输送设备。

(2) 波状挡边带式输送机可广泛用于煤炭、粮食、建材、建筑、冶金、电力、化工和轻工等行业。

(3) 波状挡边带式输送机可在−19～+40℃的环境温度范围内输送密度为0.5～2.5t/m³的各种散状物料。

(4) 波状挡边带式输送机最大输送倾角为90°，最大输送物料块度为550mm。当用作连续卸船机的提升机时，波状挡边带式输送机的最大输送角度甚至可以大于90°，达到120°提升。

(5) 在输送有特殊要求的物料时，应采用特殊材料的波状挡边输送带。

20.1.3 布置形式

(1) 基本布置形式

波状挡边带式输送机的基本布置形式和代号见表20-1。这是五种最基本的布置形式，

实际上，由于波状挡边带式输送机采用了波状挡边输送带和改向轮及改向辊组等过渡装置，波状挡边带式输送机可以在同一垂直面内多次弯曲，实现更为复杂的布置形式。

(2) 典型布置形式

为了获得较好的受料和卸料条件，特别是在输送倾角大于45°时，波状挡边带式输送机推荐采用"S"型和"SC"型布置形式，即波状挡边带式输送机设有下水平受料段和上水平卸料段(见图20-1)。

表 20-1　波状挡边带式输送机的基本布置形式和代号

布置形式					
代号	I	L	NL	S	SC

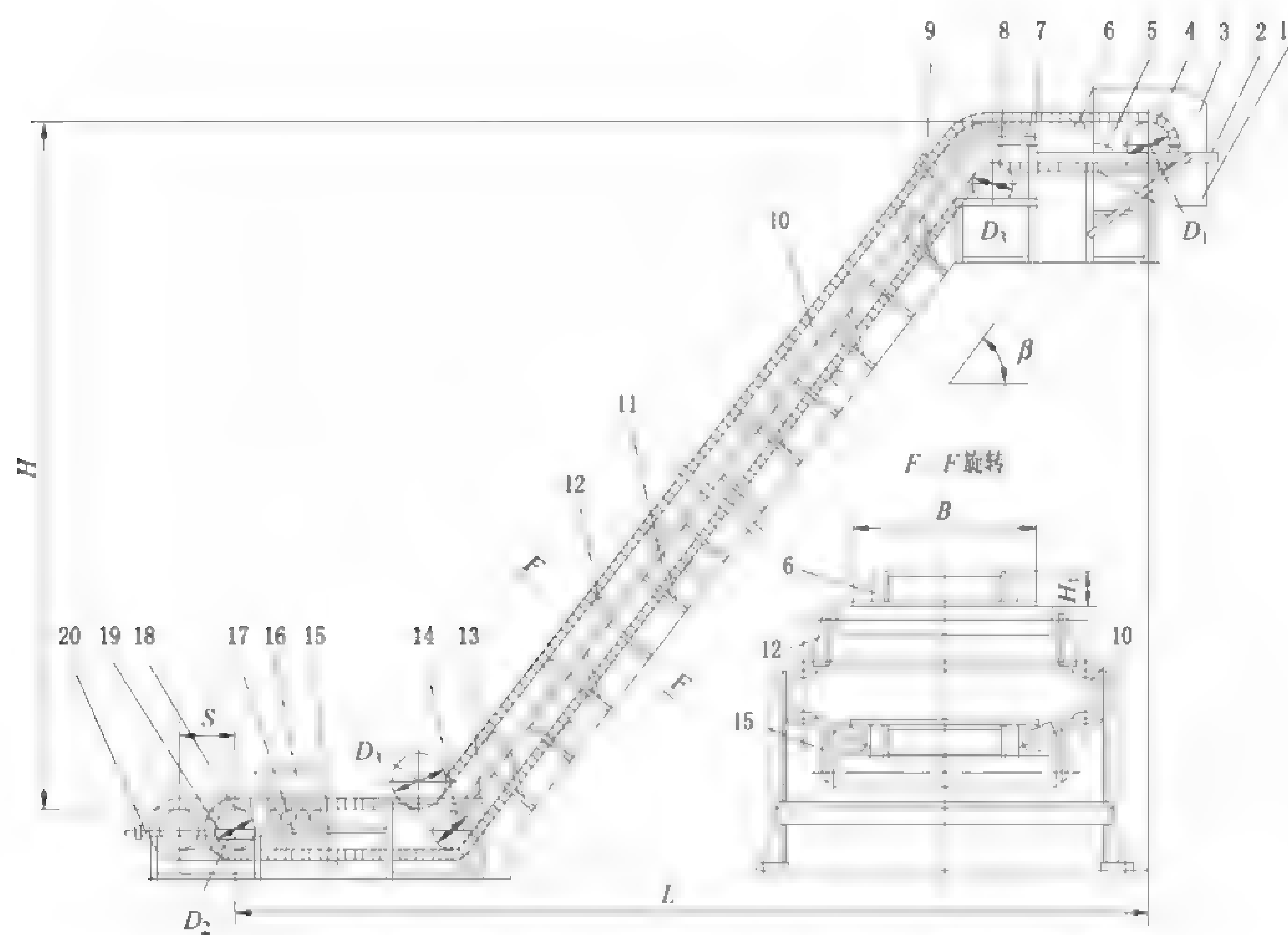


图 20-1　波状挡边带式输送机的典型布置图

1—卸料漏斗；2—头架；3—头部护罩；4—传动滚筒；5—头部清扫器；6—挡边带；7—凸弧段机架；8—改向轮；9—挡辊；10—中间机架；11—中间架支腿；12—上托辊；13—凹弧段机架；14—改向滚筒；15—下托辊；16—导料槽；17—空段清扫器；18—尾部滚筒；19—拉紧装置；20—尾架

20.2　主要部件

20.2.1　波状挡边输送带

波状挡边输送带是由基带、波状挡边及横隔板组成的，见图 20-2。

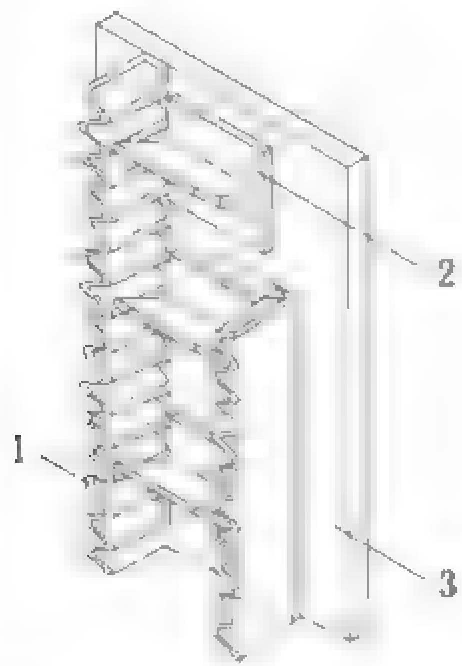


图 20-2　波状挡边输送带
1—挡边；2—横隔板；3—基带

1. 挡边

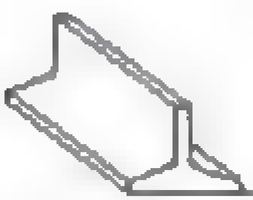
挡边做成波状是为了使输送带能顺利地绕过滚筒和凸、凹弧区段，以满足输送线路的要求，同时也使挡边上部不会产生过大的附加应力。挡边的波形可以是齿形的、S形的、W形的和 WM 形的，目前多用的是 S 形，见图 20-3，其挡边高 H_B 及单位质量 q_s 见表 20-2。

表 20-2　挡边高及单位质量

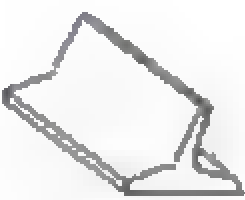
挡边高 H_B/mm	80	120	160	200	240	300	400
单位质量 q_s/(kg/m)	1.2	2.1	4.4	5.8	7.2	10.8	14.1

2. 横隔板

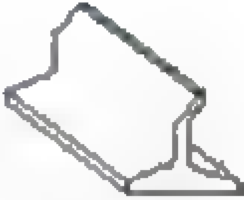
在波状挡边之间的基带上，按一定间距黏结的横隔板，有 T 形、C 形和 TC 形三种形式，见图 20-4。T 形横隔板适用于输送机倾角 $\beta\leqslant 40°$的场合；C 形横隔板适用于输送机倾角 $\beta>40°$且物料流动性较好的场合；TC 形横隔板不但适用于倾角 $\beta>40°$，同时适用于物料的黏性和粒度较大的场合。



(a) T形



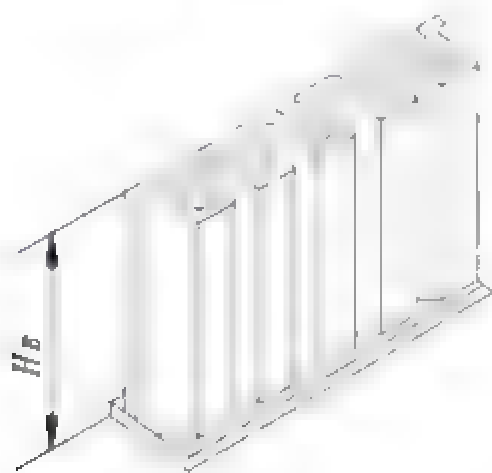
(b) C形



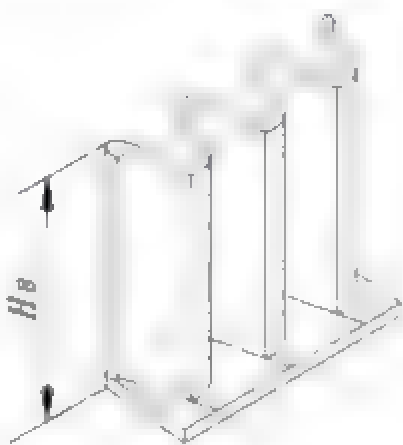
(c) TC形

图 20-4　横隔板形式

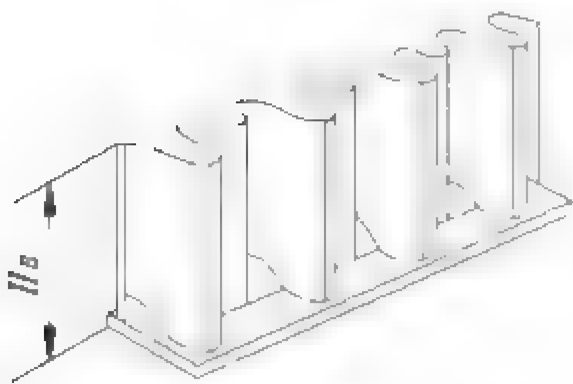
横隔板间距是根据输送量、输送机倾角和物料粒度等诸多因素来确定的。为了提高输送能力，避免出现撒料现象，则要求较小的隔板间距。但为了取得较好的加料和卸料效果，



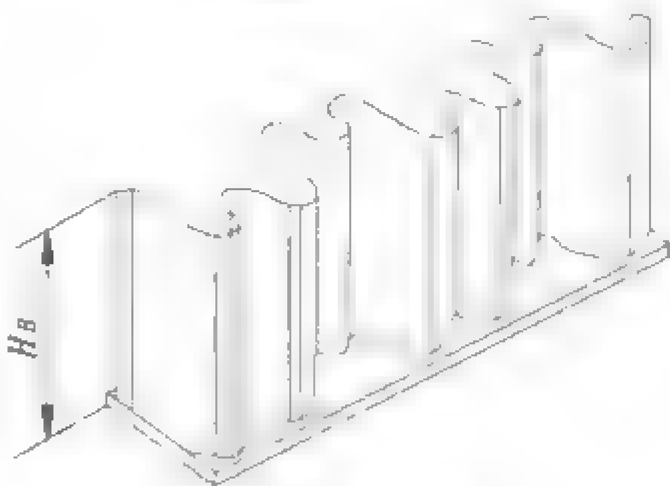
(a) 齿形



(b) S形



(c) W形



(d) WM形

图 20-3　波状挡边形式

则要求有较大的隔板间距。隔板间距最好为波状挡边波形距的整数倍，并应与挡边的波谷对准，见图20-5。此外还应尽量减少横隔板端部与挡边波谷的间隙。当输送块状物料时，其间隙不得大于5mm；当输送细粒和粉状物料时，其间隙不得大于2mm。横隔板间距见表20-3。

TC形横隔板单位质量见表20-4。



图20-5 波状挡边和横隔板的布置尺寸
1—基带；2—波状挡边；3—横隔板

表20-3 横隔板间距 mm

<table>
<tr><th>β/(°) \ H_B/mm</th><th>40</th><th>60</th><th>80</th><th>100</th><th>120</th><th>160</th><th>200</th><th>240</th><th>300</th><th>400</th><th>500</th><th>630</th></tr>
<tr><td>30</td><td rowspan="4">80
120</td><td rowspan="6">126
252</td><td rowspan="7">126
252</td><td rowspan="8">126
52</td><td rowspan="4">252
378</td><td rowspan="10">252
378</td><td rowspan="4">378
504</td><td rowspan="6">378
504</td><td rowspan="13">336
504</td><td rowspan="13">420
504</td><td rowspan="13">525
735</td><td rowspan="13">735
945</td></tr>
<tr><td>35</td></tr>
<tr><td>40</td></tr>
<tr><td>45</td></tr>
<tr><td>50</td><td rowspan="9">80</td><td rowspan="5">126
252</td><td rowspan="9">252
378</td></tr>
<tr><td>55</td></tr>
<tr><td>60</td><td rowspan="7">126</td><td rowspan="7">252
378</td></tr>
<tr><td>65</td><td rowspan="6">126</td></tr>
<tr><td>70</td><td rowspan="5">126</td></tr>
<tr><td>75</td><td rowspan="4">126</td></tr>
<tr><td>80</td><td rowspan="3">252</td></tr>
<tr><td>85</td></tr>
<tr><td>90</td></tr>
</table>

表 20-4　TC 形横隔板单位质量

隔板高 h/mm	75	110	140	180	220	270	360
相应挡板高 H_B/mm	80	120	160	200	240	300	400
每米隔板质量 q_T/(kg/m)	1.0	2.2	4.8	5.7	7.4	10.5	13.0

3. 基带

基带采用棉帆布或聚酯材料为带芯，主要承受拉力，并根据不同机型需要，分别采用具有不同横向刚性的基带。基带宽 B、输送带的层数 Z 及推荐的安全系数 n 之间相应关系见表 20-5。

表 20-5　带宽 B、层数 Z 及安全系数 n 间相应关系表

基带宽 B/mm	500	650	800	1000	1200	1400
衬垫层数 Z	4	4～5	5～6	6～7	7～8	8～9
安全系数 n	8～10					

4. 有效带宽和空边宽度

波状挡边带式输送机的有效带宽 B_2 和空边宽度 B_3 与配用的挡边高 H_B、横隔板高 h 的相互匹配关系见表 20-6。

表 20-6　波状挡边输送带的基本参数与滚筒直径和压带轮直径的组合　　mm

基带宽 B	挡板高 H_B	横隔板高 h	波底宽 B_1	有效带宽 B_2	空边宽 B_3	传动滚筒直径 D_1	改向滚筒直径 D_2	压带轮直径 $D_大/D_小$
500	80	75	50	250	75	400	300,400	400/230,500/330
	120	110						500/250,630/380
650	120	110	50	350	100	400,500	400,500	500/250,630/380
	160	140	75	300		500,630	400,500,630	630/300,800/470
800	120	110	50	460	120	500,630	400,500,630	500/250,630/380
	160	140	75	410		500,630	400,500,630	630/300,800/470
	200	180				630,800	500,630,800	800/390,1000/590
1000	160	140	75	550	150	630,800	500,630,800	630/300,800/470
	200	180				630,800	500,630,800	800/390,1000/590
	240	220				800,1000	630,800,1000	1000/510,1250/760
1200	160	140	75	690	180	630,800,1000	630,800,1000	630/300,800/470
	200	180				630,800,1000	630,800,1000	800/390,1000/590
	240	220	100	640		800,1000	630,800,1000	1000/510,1250/760
	300	270				1000	800,1000	1250/640,1400/790
1400	200	180	75	830	210	800,1000,1250	800,1000,1250	800/390,1000/590
	240	220				800,1000,1250	800,1000,1250	1000/510,1250/760
	300	270	100	780		1000,1250	800,1000,1250	1250/640,1400/790
	400	360				1250	1000,1250	1400/590,1600/790

注：(1) $D_大$、$D_小$分别为同一轴上一对大压带轮和一对小压带轮的直径；

(2) 表中数据仅供参考，应根据所选厂家的输送带数据考虑。

20.2.2 曲线段上的压带轮和辊子组

(1) 在承载分支的凹弧段上布置

为了保证输送带在凹弧段运行不飘带，应在此处设置压带轮或辊子组。压带轮有单式和复式两种。当带宽 $B\leqslant 500$mm 时用单式压带轮，此时压带轮只压在基带两侧的空边上；当 $B>500$mm 时用复式压带轮，见图 20-6。即在基带两侧各设置两个压带轮，其中大压带轮置于基带外侧的空边上，小压带轮位于挡边顶部。大、小压带轮虽然装在同一根轴上，但二者可相对转动，因此保证了压带轮与挡边或基带空边不产生滑动。如果 $B\leqslant 500$mm，而且物料堆积高度超过横隔板，为了避免压带轮的轮轴与物料相碰，或者当凹弧段的半径较大时，应选用短辊子组，其布置形式如图 20-7 所示，两个辊子的间距取 1.5d(d 为短辊子直径)。在凹弧段每相邻两个辊子的安装角要小于 15°。

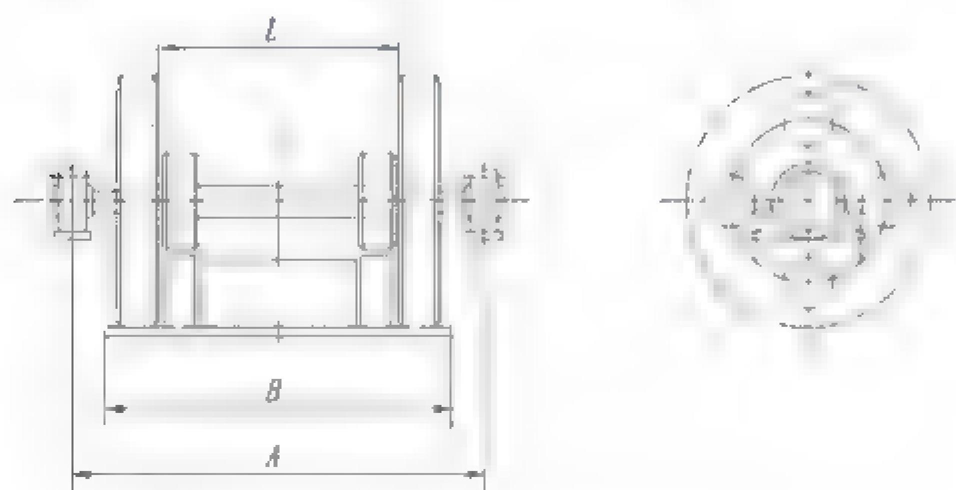
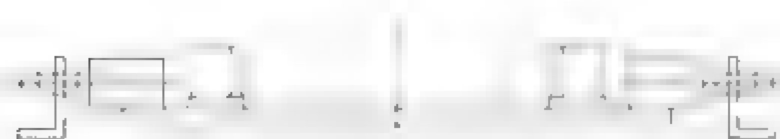
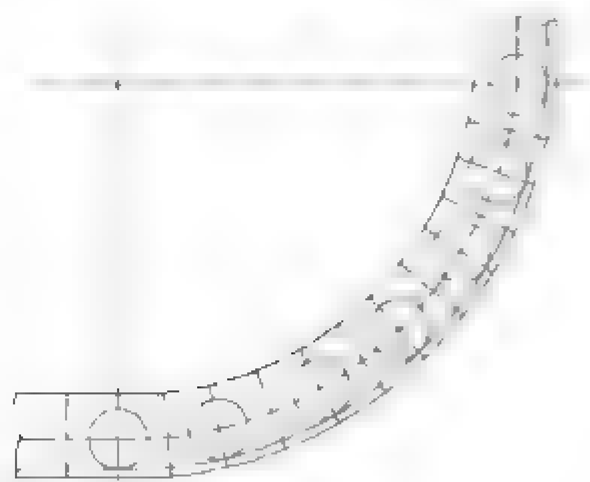


图 20-6 压带轮



(a)



(b)

图 20-7 压带辊子组

(2) 在回程分支的凹弧段上布置

如果凹弧段的半径较小，则可选用一个半径较大的长辊子，见图 20-8(a)；如果凹弧段的半径较大，则应选用若干个小半径长辊子组成的辊子组，按图 20-8(b)安装，相邻两个长辊子的安装角要求小于 15°。

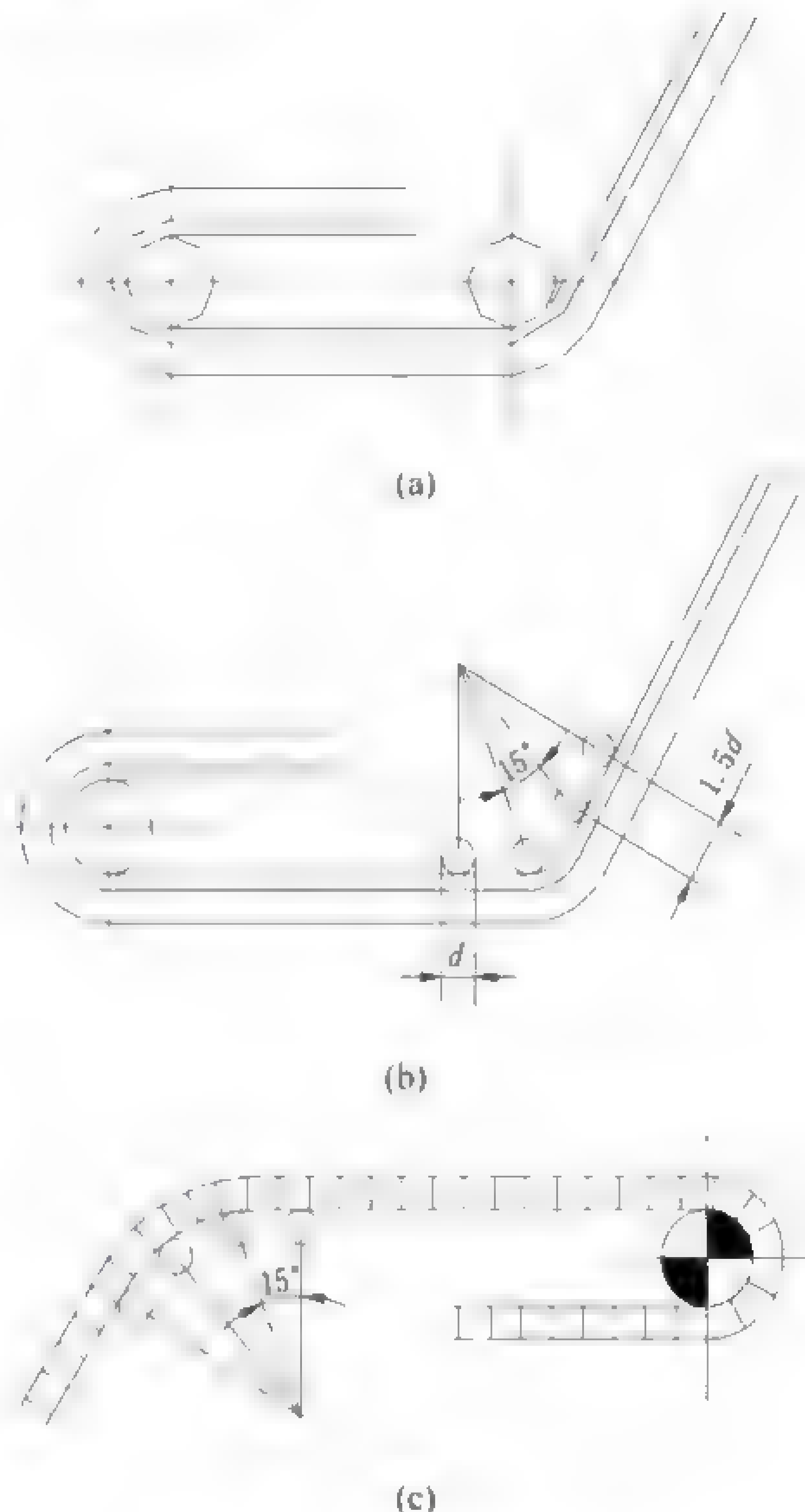


图 20-8 长辊子布置示意图

(3) 在承载分支的凸弧段上布置

一般应选用若干个半径较小的长辊子，按图 20-8(c)安装。

(4) 在回程分支的凸弧段上布置

由于此处输送带张力较小，可选用一个大直径长辊子。

20.2.3 托辊

托辊主要有承载分支托辊、回程分支托辊和缓冲托辊，其直径 d 一般可按表 20-7 选取，都是采用平托辊。对承载分支，布置间距，当输送机倾角 $\beta<60°$时，取间距为 1m；当 $\beta\geqslant 60°$

时，取间距为 1.5～2.0m；受料处间距取决于物料堆积密度及块度，一般取 300～500mm。对回程分支，其间距一般取 1.5～2.0m。回程分支托辊支承在波状挡边顶部，因波状挡边输送带较普通型输送带重，如果只用平托辊支承会造成波状挡边变形，从而影响输送带的使用寿命。所以有时在基带的空边上分别再加一组相应的短辊子，使 3 个托辊同时支承回程段输送带，使其运行平稳。结构及安装尺寸见表 20-8。为了防止输送带跑偏，有时基带两侧还安装侧面立辊。

表 20-7　托辊直径　mm

<table>
<tr><th>基带宽 B</th><th>500</th><th>650</th><th>800</th><th>1000</th><th>1200</th><th>1400</th></tr>
<tr><th>托辊直径 d</th><td colspan="3">89</td><td colspan="3">108</td></tr>
</table>

20.2.4 清扫装置

清扫装置可分为振动清扫装置和滚打清扫装置两种。工作原理都是拍打挡边输送带的非工作面，从而将黏附在挡边、隔板及基带上的物料振动下来，达到清扫的目的。部分振动清扫装置和滚打清扫装置的安装尺寸及主要参数分别见表 20-9 和表 20-10。

表 20-8　安装尺寸　mm

<table>
<tr><th>B</th><th>H_B</th><th>A</th><th>A₁</th><th>d₁</th><th>d₂</th><th>L</th><th>H₁</th><th>H₂</th><th>P</th><th>Q</th><th>质量/kg</th></tr>
<tr><td rowspan="2">500</td><td>80</td><td rowspan="2">780</td><td rowspan="2">720</td><td rowspan="5">70</td><td rowspan="9">89</td><td rowspan="2">600</td><td rowspan="2">178</td><td>93</td><td rowspan="17">120</td><td rowspan="17">60</td><td>17.12</td></tr>
<tr><td>120</td><td>123</td><td>20.23</td></tr>
<tr><td rowspan="3">650</td><td>80</td><td rowspan="3">930</td><td rowspan="3">870</td><td rowspan="3">750</td><td rowspan="15">160</td><td>93</td><td>18.63</td></tr>
<tr><td>120</td><td>123</td><td>23.25</td></tr>
<tr><td>160</td><td>165</td><td>24.63</td></tr>
<tr><td rowspan="4">800</td><td>120</td><td rowspan="4">1110</td><td rowspan="4">1040</td><td rowspan="12">89</td><td rowspan="4">910</td><td>126</td><td>27.07</td></tr>
<tr><td>160</td><td>165</td><td>27.49</td></tr>
<tr><td>200</td><td>206</td><td>28.25</td></tr>
<tr><td>240</td><td>246</td><td>29.47</td></tr>
<tr><td rowspan="4">1000</td><td>120</td><td rowspan="4">1360</td><td rowspan="4">1300</td><td rowspan="8">108</td><td rowspan="4">1150</td><td>138</td><td>39.02</td></tr>
<tr><td>160</td><td>177</td><td>39.64</td></tr>
<tr><td>200</td><td>218</td><td>40.54</td></tr>
<tr><td>240</td><td>257</td><td>41.24</td></tr>
<tr><td rowspan="4">1200</td><td>120</td><td rowspan="4">1560</td><td rowspan="4">1500</td><td rowspan="4">1350</td><td>138</td><td>43.79</td></tr>
<tr><td>160</td><td>177</td><td>44.41</td></tr>
<tr><td>200</td><td>218</td><td>45.31</td></tr>
<tr><td>240</td><td>257</td><td>46.01</td></tr>
</table>

表 20-9 振动清扫装置主要参数

带宽 B/mm	L/mm	L_1/mm	功率/kW	振动电机型号
500	800～1000	260	0.08	JZO-1.2-4
650	800～1200	360	0.2	JZO-5-4
800	800～1400	440	0.4	JZO-8-4

表 20-10 滚打清扫装置主要参数

带宽 B/mm	D/mm	L/mm	L_1/mm	L_2/mm	电机型号
500	180	800～1000	720	310	Y90L-6
650	180	800～1200	870	410	Y90L-6
800	220	800～1400	1070	490	Y100L-6

20.3 总体主要参数确定

波状挡边带式输送机设计计算时，对原始数据和工作条件的要求同普通带式输送机。

20.3.1 主要性能参数

(1) 波状挡边带式输送机主要性能参数

波状挡边带式输送机的主要性能参数见表 20-11。表中输送量是按 30°倾角、该规格许用最大带速和最小横隔板间距计算的。

表 20-11　波状挡边带式输送机的主要性能参数

基带宽 B/mm	挡边高 H_B/mm	带速 v/(m/s)	倾角 β/(°)	输送量 Q/(m^3/h)	功率 N/kW
300	40	0.8～2.0	30～90	18	1.5～18.5
	60			24	
	80			40	
400	60	0.8～2.0		34	1.5～18.5
	80			60	
	100			80	
500	80	0.8～2.0		84	1.5～18.5
	100			112	
	120			98	
650	100	0.8～2.0		156	1.5～2.2
	120			140	
	160			186	
800	120	0.8～2.5		186	2.2～4.5
	160			318	
	200			360	
1000	160	1.0～2.5		428	4.0～75
	200			483	
	240			683	
1200	160	1.0～3.15		535	5.5～110
	200			765	
	240			1077	
	300			1358	
1400	200	1.0～3.15		920	5.5～160
	240			1298	
	300			1657	
	400			2381	
1600	200	1.25～3.15		1074	5.5～160
	240			1515	
	300			1953	
	400			2807	
1800	240	1.25～4.0		2200	7.5～185
	300			2724	
	400			4106	
	500			5036	
2000	240	1.25～4.0		2480	11～220
	300			3236	
	400			4648	
	500			5736	
2200	300	1.25～4.0		3612	18.5～280
	400			5192	
	500			6432	
	630			7820	
2400	300	1.25～4.0		3992	18.5～400
	400			5736	
	500			7132	
	630			8668	

2. 产品规格

波状挡边带式输送机按基带宽度 B(cm)、挡边高度 H_B(mm)和传动滚筒直径 D(cm)可以组合成100多种规格,见表20-12。

表 20-12 波状挡边带式输送机的规格

$B \cdot D$ \ H_B/mm	40	60	80	100	120	160	200	240	300	400	500	630
3025	√	√										
3032	√	√	√									
4032		√	√									
4040		√	√	√								
5040			√	√								
5050			√	√	√							
6550				√	√	√						
6563				√	√	√						
8050					√	√						
8063					√	√	√					
8080					√	√	√					
10063						√	√					
10080						√	√	√				
100100						√	√	√				
12063						√	√					
12080						√	√	√				
120100						√	√	√	√			
14080							√	√				
140100							√	√	√			
140125							√	√	√	√		
16080							√	√				
160100							√	√	√			
160125							√	√	√	√		
180100								√	√			
180125								√	√	√		
180140								√	√	√	√	
200100								√	√			
200125								√	√	√		
200140								√	√	√	√	
220125									√	√		
220140									√	√	√	
220160									√	√	√	√
240125									√	√		
240140									√	√	√	
240160									√	√	√	√

20.3.2 主要参数的确定

波状挡边带式输送机设计计算所需原始数据和工作条件与普通带式输送机相同。

1. 带速的确定

带速与物料粒径、输送机倾角，线路布置、输送长度、灰尘量等因素有关。当输送长度大、倾角小时，带速可以大些；当物料粒度大、线路布置多变或物料粉尘多时，应选择低的带速。

2. 输送能力计算

输送能力的大小与带速、有效带宽、挡板和隔板的高度、隔板间距、输送机倾角、物料的动堆积角、堆积密度和粒度等有密切关系，可按下式计算：

$$Q = 3600AB_2\rho v\frac{1}{t_s} \tag{20-1}$$

式中：Q——质量输送量，t/h；

A——两隔板间物料堆积的纵向断面积，m²，与隔板形式及物料的堆积状态有关；

B_2——有效带宽，m；$B_2=B-2(B_3+B_1)$；

B——基带宽，m；

B_3——空边宽，m；

B_1——波底宽，m；

ρ——物料堆积密度，t/m³；

v——带速，m/s；

t_s——横隔板间距，m。

不同隔板类型和隔板间距 A 的计算公式如下：

1）C 形隔板

(1) $t_q \leqslant t_s$（见图 20-9(a)）

$$A = \frac{1}{2}h^2[\cot 60° + \cot(\beta-\alpha)] \tag{20-2}$$

式中：h——隔板高度，m；

β——输送机倾角，(°)；

α——物料的动堆积角，(°)。

(2) $t_q > t_s$（见图 20-9(b)）

$$A = \frac{1}{2}ht_s\sin 60°\left\{1+\frac{1}{\sin 60°}-\frac{t_s}{h}\cdot\frac{1}{[\cot 60°+\cot(\beta-\alpha)]\sin 60°}\right\} \tag{20-3}$$

2）T 形隔板

(1) $t_q \leqslant t_s$（见图 20-10(a)）

$$A = \frac{1}{2}h^2\cot(\beta-\alpha) \tag{20-4}$$

(2) $t_q > t_s$（见图 20-10(b)）

$$A = \frac{1}{2}t_s[2h - t_s\cot(\beta-\alpha)] \tag{20-5}$$

3）TC 形隔板

(1) $t_q \leqslant t_s$（见图 20-11(a)）

$$A = \frac{1}{2}h^2\left[\frac{5}{9}+\cot(\beta-\alpha)\right] \tag{20-6}$$

(2) $t_q > t_s$（见图 20-11(b)）

$$A = \frac{5}{18}h^2 + \frac{1}{2}[h\cot(\beta-\alpha)-t_s]\cdot\left[2h+\left(\frac{1}{3}h-t_s\right)\tan(\beta-\alpha)\right] \tag{20-7}$$

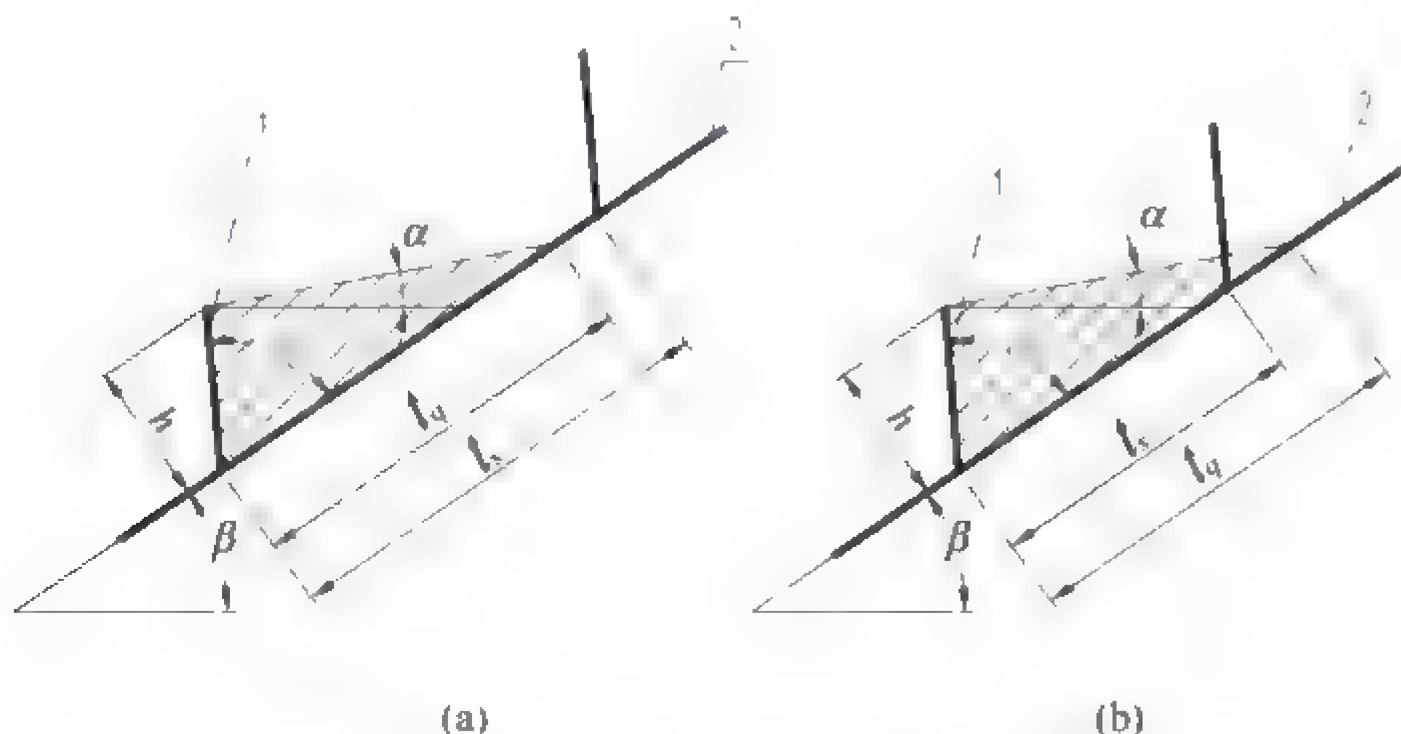


图 20-9 C 形隔板的计算 A 简图

1—C 形隔板；2—基带

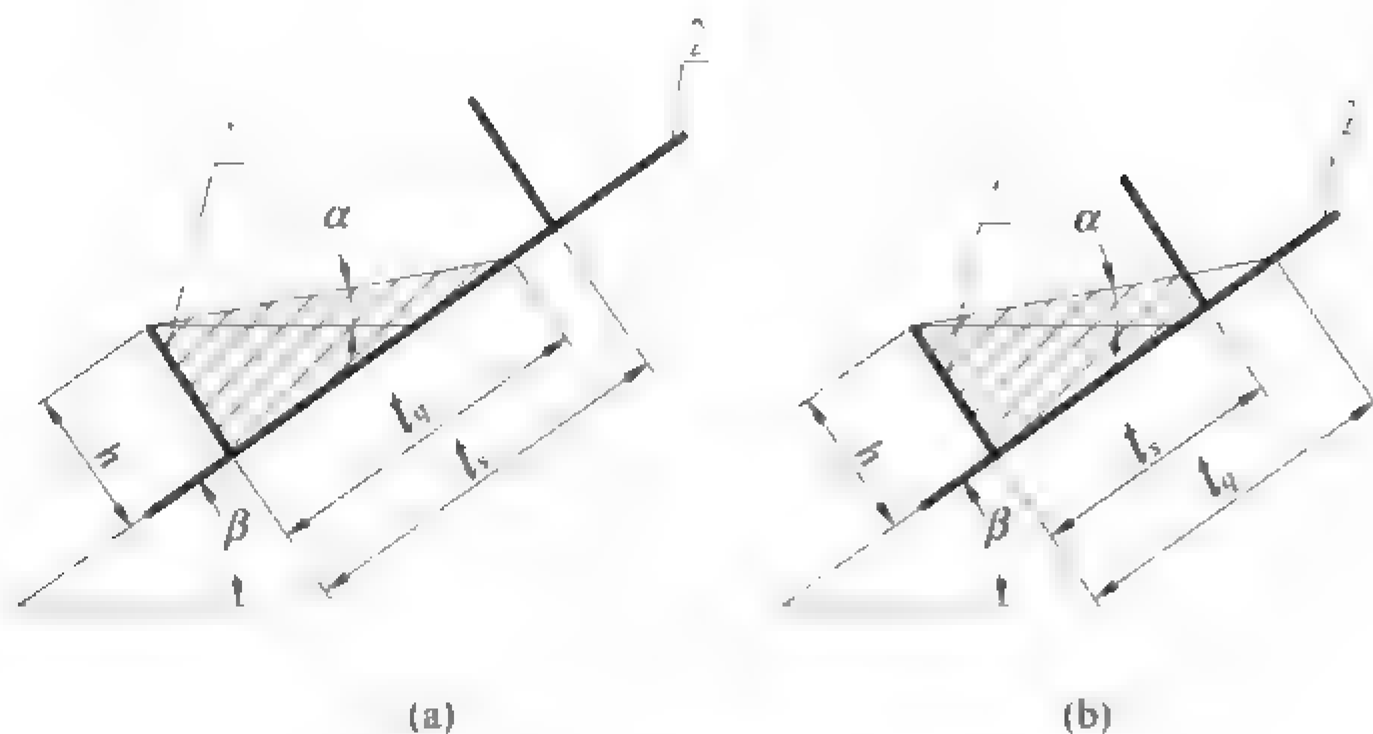


图 20-10 T 形隔板的计算 A 简图
1—T 形隔板；2—基带

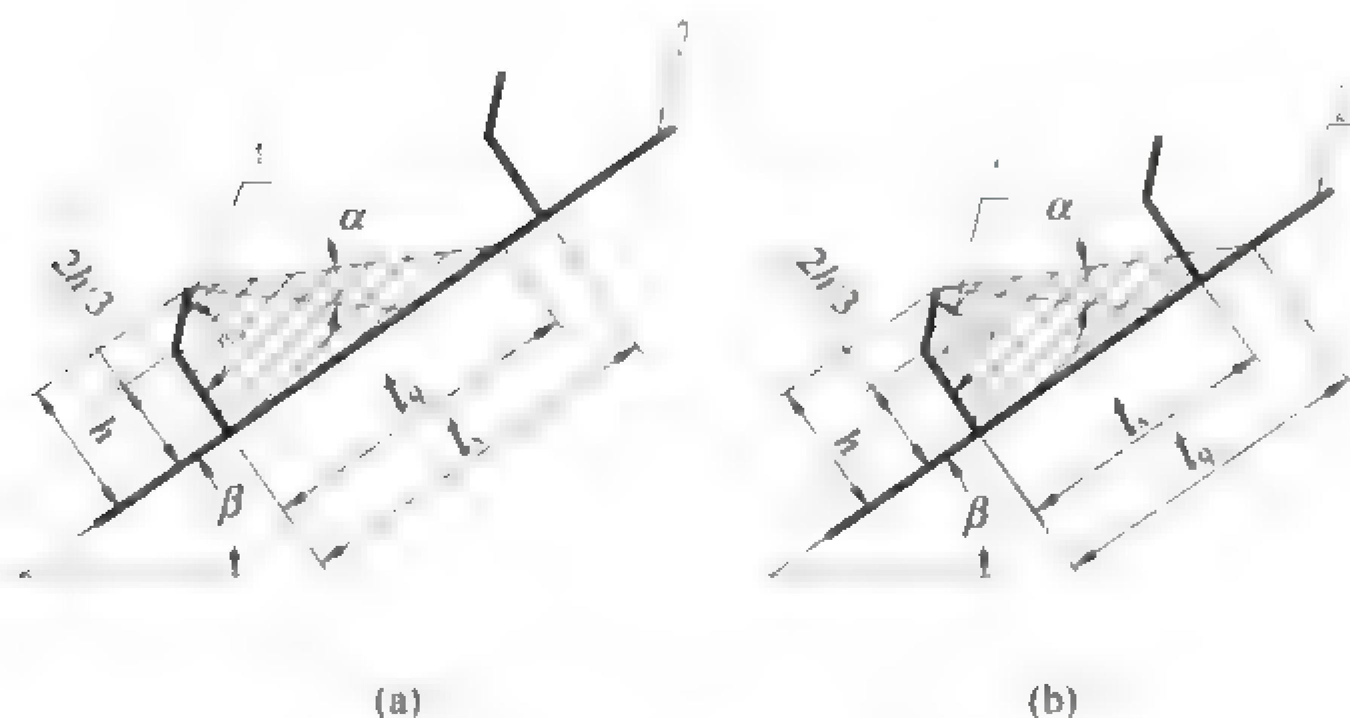


图 20-11 TC 形隔板的计算 A 简图
1—TC 形隔板；2—基带

3. 功率和张力的计算

波状挡边带式输送机的功率和张力计算与普通带式输送机的计算方法一样，参见第 16 章。

20.4 主要部件设计及选型

波状挡边带式输送机的输送带、驱动装置、传动滚筒、改向滚筒、托辊、清扫器、拉紧装置、结构件等主要部件的设计及选型可参考普通带式输送机。不同之处是改向轮和改向辊组的设计及选型。

改向轮和改向辊组用于波状挡边带式输送机凸弧段的下分支或凹弧段的上分支，它们托在或压在波状挡边和横隔板的一面，其作用是改变输送带的运行方向。

(1) 改向轮和改向辊组形式

波状挡边带式输送机改向轮和改向辊组的形式见图 20-12。

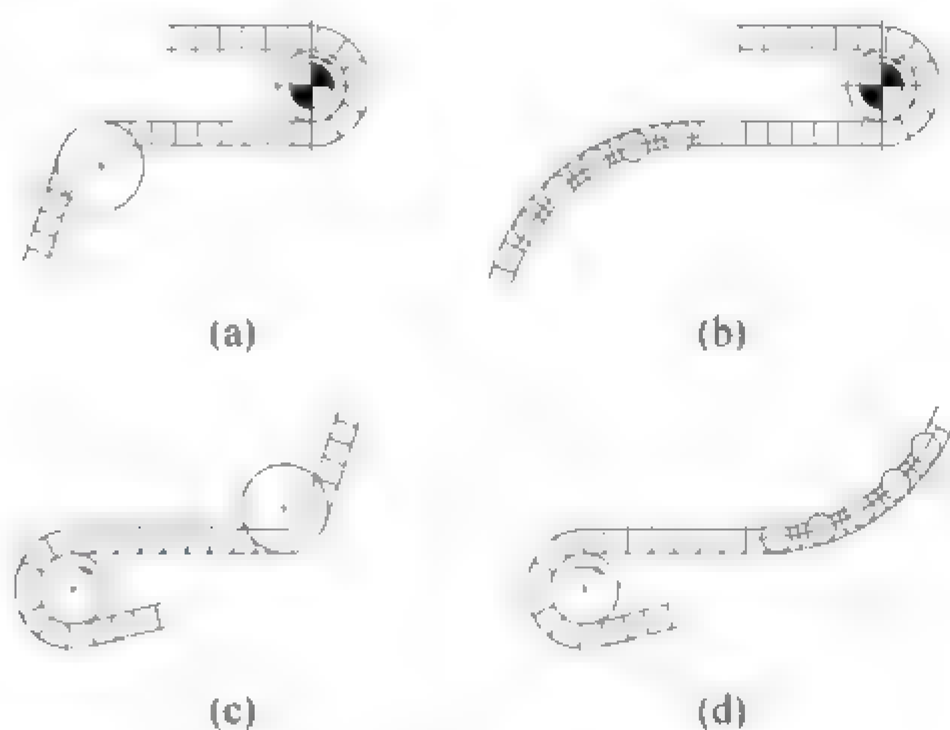


图 20-12 改向轮和改向辊组

波状挡边带式输送机的改向轮分为单式和复式改向轮。单式改向轮支在挡边输送带

的空边上；复式轮的大轮支在挡边输送带的空边上，小轮支在挡边输送带的挡边顶部。

复式改向轮的大小轮为分离式，都可以自由转动。

(2) 改向轮和改向辊组的选用

波状挡边带式输送机改向轮(复式改向轮的大轮)直径 D_2 主要根据挡边高 H_B 选择确定，见表 20-13。

表 20-13 改向轮直径 D_2 mm

H_B	40	60	80	100	120	160
D_2	200	250	315	400	500	630
H_B	200	240	300	400	500	630
D_2	800	1000	1250	1600	2000	2500

一般情况下，改向辊组的公共圆弧半径为 $D_2/2$。

对于特别重要的波状挡边带式输送机或波状挡边带式输送机的提升高度和倾角较大时，应采用多个改向轮或具有大圆弧半径的改向辊组。

20.5 技术标准与规范

波状挡边带式输送机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，包括涉及带式输送机的相关规范(见 17.2 节相关部分)，主要标准和规范见表 20-14。

表 20-14 波状挡边带式输送机设计、制造、验收参考标准

标准编号	标准名称
JB/T 8908—2013	《波状挡边带式输送机》

第21章

斗式提升机

21.1 概述

斗式提升机(简称斗提机)是用于垂直或大倾角输送粉状、颗粒状以及小块状物料的输送设备。

斗式提升机(见图 21-1)用均匀固接着一系列料斗的牵引构件(输送带、链条)环绕其头部驱动滚筒或链轮,与尾部滚筒或链轮之间构成具有上升分支和下降分支的闭合环路。斗提机的驱动装置与头部滚筒或链轮相连,使牵引构件获得运转动力,拉紧装置与尾部滚筒相连,使牵引构件获得必要的初张力,以保证斗提机正常运转。物料从斗提机的底部装载,再由牵引构件提升至头部,并在头部卸料完成物料在垂直方向的运送作业。斗提机的料斗、牵引构件、滚筒或链轮等安装在全封闭的罩壳内,物料在全封闭空间内输送。

21.1.1 斗式提升机的特点及应用范围

斗式提升机的优点是能在垂直方向内提升物料,占地面积很小;与倾斜的带式输送机相比,在提升同样高度时,输送路程最短;在全封闭罩壳内输送物料,不扬灰尘,避免污染环境。

斗式提升机的缺点是输送物料的种类受到限制;对过载敏感,必须均匀给料;料斗和牵引构件易损坏。

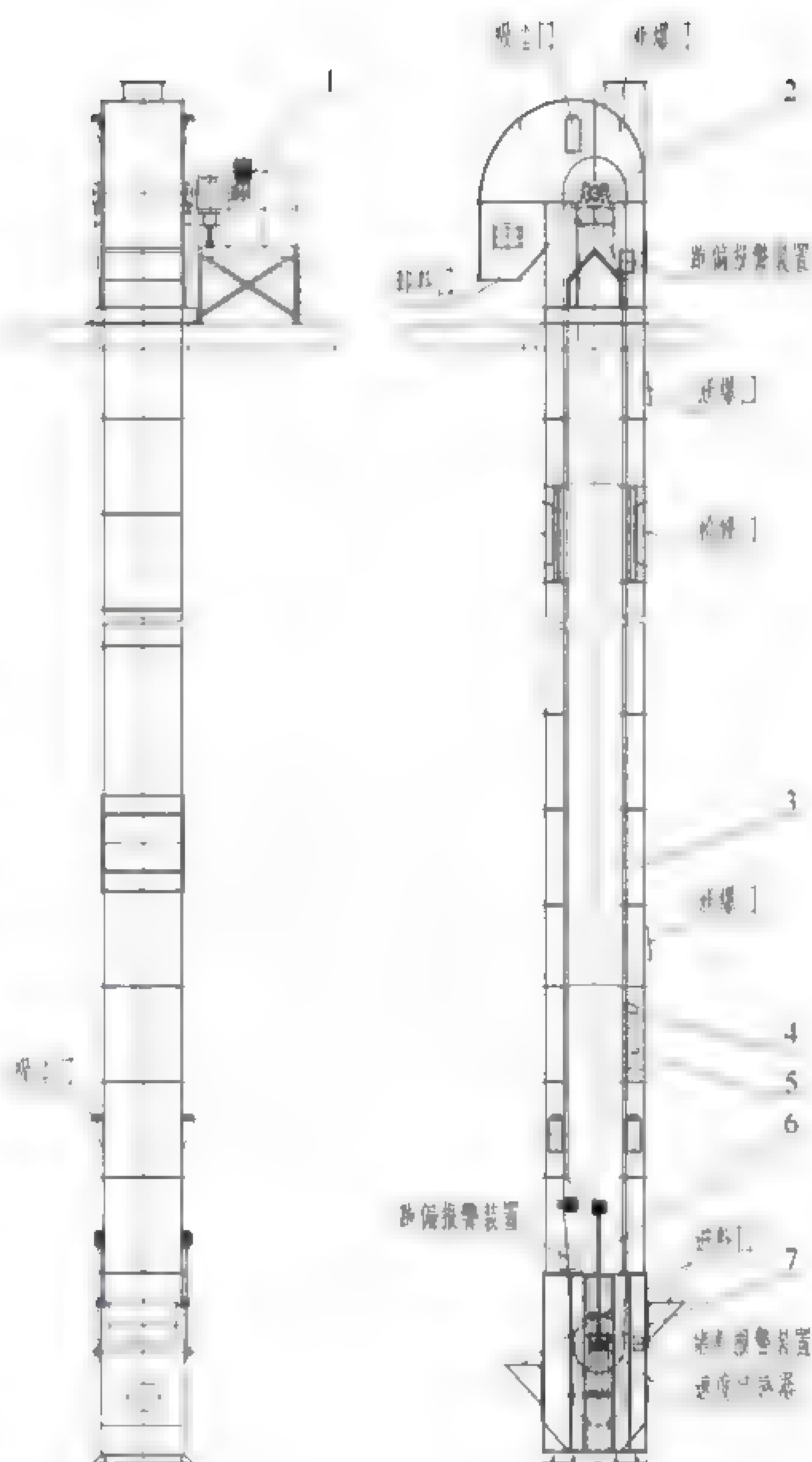


图 21-1 斗式提升机简图

1—驱动装置;2—传动滚筒(或传动轮);3—机壳;4—料斗;5—牵引构件(输送带或链条);6—拉紧装置;7—尾部滚筒(或拉紧轮)

斗式提升机作为主要提升设备，广泛用于煤炭、电力、冶金、化工、机械、粮食、轻工、港口和建材等行业，用于运送各种粉状、颗粒状以及小块状物料，例如粮食、水泥、沙、煤、耐火材料等。

为适应散货运量不断增长的需要，斗提机技术向大型化发展。随着牵引构件强度、材料性能的增加，斗提机的运力和提升高度得到提高，目前已投入使用的大型斗式提升机输送量可达 2000t/h。

大型斗式提升机在中国港口粮食码头应用广泛，如日照港集团岚山港务公司散粮系统进仓斗提机额定输送能力为 1200t/h，提升高度 48.9m。

21.1.2 斗式提升机分类

斗式提升机的分类方法有很多，如：

(1) 按布置形式可分为垂直式和倾斜式；

(2) 按牵引构件形式可分为带斗式和链斗式；

(3) 按装载方式可分为挖取式和流入式；

(4) 按卸载方式可分为离心式、重力式和混合式；

(5) 按料斗的形式可分为深斗式、浅斗式和导料槽式；

(6) 按用途可分为通用式和专用式。

21.2 主要部件

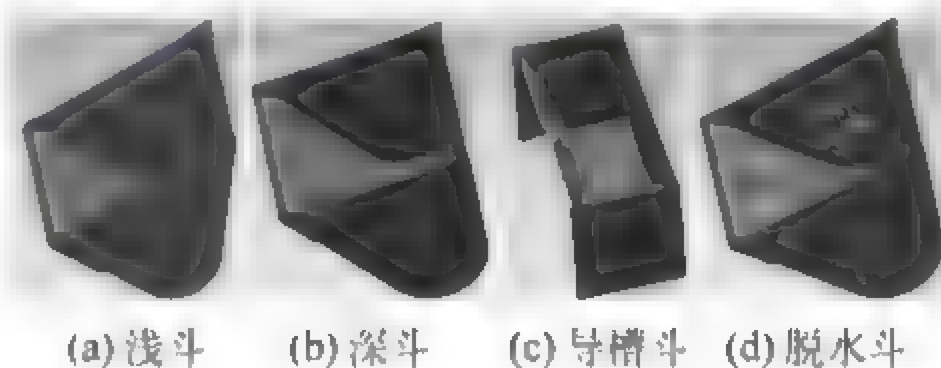
斗提机主要由牵引构件、料斗、驱动装置、驱动滚筒或驱动轮、尾部滚筒或拉紧轮、拉紧装置、机壳、安全保护装置等组成。

21.2.1 牵引构件

牵引构件有输送带或链条。用输送带作牵引构件的斗提机称为带式斗式提升机，输送带可用普通输送带或钢丝绳芯带。链条有圆环链和板链两种，用圆环链作牵引构件的斗提机称为环链斗式提升机，用板链作牵引构件的斗提机称为板链斗式提升机。

21.2.2 料斗

料斗有浅斗、深斗、导槽斗、脱水斗等(见图 21 2)。浅斗适用于潮湿和流动性不良的物料；深斗适用于干燥和流动性良好的物料；导槽斗适用于沉重的块状物料、磨损性物料及脆性物料。可根据物料特性、卸载方式、功能选择料斗形式。



(a) 浅斗 (b) 深斗 (c) 导槽斗 (d) 脱水斗

图 21-2 料斗

21.2.3 传动滚筒或传动轮

带斗式提升机传动滚筒采用钢板焊接结构，筒体加工成凸形，表面覆耐磨橡胶。输送带在运行中有自动纠偏功能。

目前传动滚筒覆胶的最新技术是采用插片式结构(见图 21-3)，即传动滚筒表面覆胶是由多个独立单元胶条组装而成，无须拆卸头部滚筒就可更换损坏的胶条。

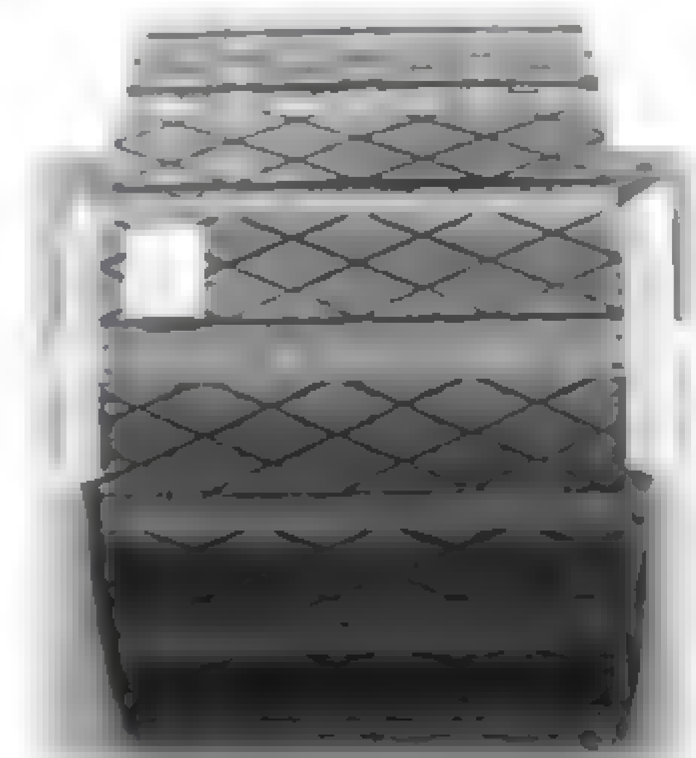


图 21-3 插片式包胶滚筒

环链斗式提升机的传动轮与环链间大多为摩擦驱动，板链斗式提升机大多采用带齿传动轮。

21.2.4 尾部滚筒和拉紧装置

斗式提升机拉紧装置形式有螺杆式、弹簧式、杠杆式、重锤式(带自动同步齿条同步)等。

带式斗式提升机的尾部滚筒有多种形式,如鼠笼式(见图21-4)、翼板自清式(见图21-5)等。尾部滚筒使输送带运行中有自动纠偏功能,并防止物料下落积于输送带及滚筒之间。



图21-4 鼠笼式尾部滚筒

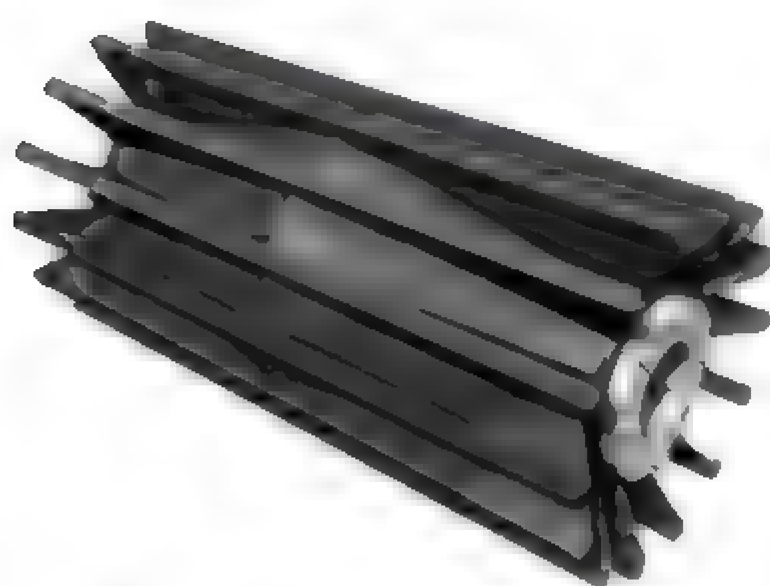


图21-5 翼板自清式尾部滚筒

板链斗式提升机的拉紧链轮有带齿和不带齿两种结构。

21.2.5 机壳

斗提机的机壳分为头部、中间和尾部三部分。头部机壳与驱动装置、传动轮等组成斗提机头部。头部机壳的形状应根据物料的抛出轨迹进行设计,以保证从料斗中卸出的物料能顺利进入卸料口中。尾部机壳与拉紧装置、拉紧轮等组成斗提机尾部,尾部机壳形状应与物料装载方式相适应。中间壳体可以是整体式,也可以上升分支、下降分支分别设置罩壳。后者防止两分支上下运动时在罩壳内空气扰动。为方便维修,在机壳的适当位置设置检修门和观察口。

21.2.6 驱动装置

驱动装置由电动机、减速器、逆止器或制动器、联轴器等组成。大型斗提机采用液力耦合器,小型斗提机采用弹性联轴器。为保证大型斗提机的启动性能,电动机的控制方式通常采用软启动或变频启动。

21.2.7 安全保护装置

斗式提升机的安全保护装置主要由跑偏开关、拉紧装置限位开关、失速开关和堵料开关等组成。对于易发生粉尘爆炸的斗式提升机,除根据设备所在粉尘爆炸危险区域选配防爆设备外,还需要设置吸尘口和泄爆口。

斗式提升机的运动部件应设置防护罩,防止人员接近。进入斗式提升机的物料应预先清除金属等异物,防止异物对设备造成损害。

21.3 斗提机的装载和卸载

21.3.1 斗提机的装载

斗式提升机的装载方式有两种:流入式和挖取式。

(1) 流入式装载

物料直接流入料斗中。由于物料迎着向上运动的料斗流入,加料口的入口应该比尾部滚筒的轴线高。这种装载方式适用于料斗连续、密集布置。流入式装载可以达到很高的填充系数,适用于高速斗式提升机。

流入式装载仍然不可避免有少量物料流入斗式提升机尾部,需要由料斗挖出。但由于数量不多,挖取阻力不大。

(2) 挖取式装载

由料斗在料堆中挖取物料。适用于粉状、颗粒状和磨琢性小的小块状物料。为避免超载和物料反撒,应使挖取的物料面低于拉紧轮的轴线。

21.3.2 斗提机的卸载

斗提机的卸载方式有重力式、离心式及混

合式三种(见图21-6)。

当料斗由直线提升运动变为旋转运行，料斗内任一质点同时受到重力 mg 和离心力 $m\omega^2 r$ 的作用，其合力 N 的作用线始终与传动轮垂直中心线交于一点 P，称为极点。P 点到传动轮中心的距离 h 称为极距。极距 h 可按下式计算：

$$h = \frac{895}{n^2} \tag{21-1}$$

式中：h——极距，m；

n——传动轮转速，r/min。

驱动滚筒转速一定时，极距 h 也就随之确定。随着 n 增大，h 减小，物料所受离心力增大；反之，当 n 减小，h 增大，离心力减小。

卸载方式可根据极距 h 的大小判断。设料斗外缘到传动轮中心的半径为 $r_{外}$，传动轮半径为 $r_{内}$。

1. 重力式卸载

当 $h>r_{外}$ 时，即极点位于料斗外缘的圆周之外时，作用在物料上的重力大于离心力，物料沿料斗的内壁滑动，物料作重力式卸料。这种卸料方式用于块状、密度大、磨琢性较强以及脆性物料。通常用链条作牵引构件，料斗运行速度在 0.4～0.8m/s 范围内。重力卸料时必须使用带有挡边作导料槽的料斗。

2. 离心式卸载

当 $h<r_{内}$，即极点位于传动轮圆周内时，作用在物料上的离心力大于重力，物料沿着料斗的外缘移动并从外缘抛出，物料作离心式卸料。这种卸料方式用于干燥的和易流动的粉状、粒状及小块状物料。料斗的运行速度较高，通常为 1～3.5m/s 或更高。常用输送带作牵引构件。在离心卸料时，一定要注意卸料口位置的设计。

3. 混合式卸料

当 $r_{内}<h<r_{外}$ 时，即极点位于传动轮圆周与料斗外缘的圆周之间时，作用在物料上的离心力和重力相差不大，料斗内的一部分物料沿料斗的外侧抛出，另一部分物料沿斗的内侧滑动，卸载特性介于离心式与重力式之间，这种卸载方式称为混合式卸载，适用于潮湿、流动性差的粉状及颗粒状物料。牵引构件可采用输送带，也可以采用链条。料斗的运行速度通常为 0.6～1.5m/s。

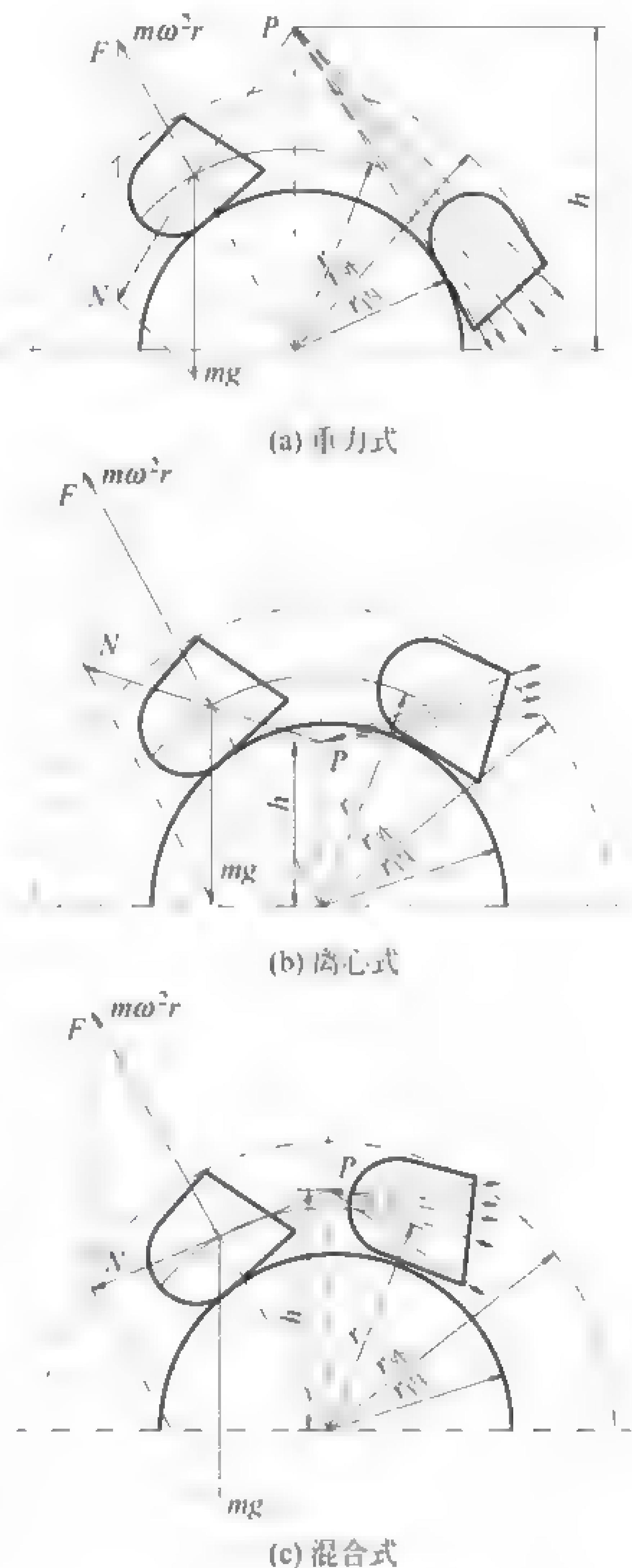


图 21-6　斗式提升机卸载方式

混合卸料斗提机，下降分支须向内偏斜，以避免自由落下的物料打在前一料斗的底部而不能正确卸料。

21.4　总体设计与选型

21.4.1　输送量和功率计算

斗式提升机输送量 Q 按下式计算：

$$Q = 3.6\frac{i_0 \gamma v \varphi}{a} \quad (21\text{-}2)$$

式中：Q——计算输送量，t/h；

i_0——料斗容积，dm^3；

a——料斗斗距，m；

γ——物料密度，t/m^3；

v——提升速度，m/s；

φ——填充系数。

填充系数主要与物料特性有关，物料不同、提升速度不同，其填充系数有较大的差异。提升速度高，物料块度大(或块状物料比例大，物料的流动性好)，填充系数就小，其值按表21-1选用。

表 21-1 填充系数选用表

物料特性	填充系数 φ
粉末状物料	0.95
20mm以下粒状物料	0.9
20～50mm小块状物料	0.8～0.9
大于50mm中块物料	0.7～0.85
一般潮湿轻微黏性的粉末状物料	0.6～0.7

斗式提升机驱动装置的电动机功率 N 按下式计算：

$$N = k\frac{\left(\frac{QH}{365} + P_S + P_L\right)}{\eta} \quad (21\text{-}3)$$

式中：N——计算功率，kW；

Q——输送量，t/h；

H——斗式提升机上下轴距，m；

P_S——空转功率，kW；

P_L——挖取功率，kW；

η——驱动装置的传动效率；

k——考虑重载启动和功率储备系数。

空转和挖取功率按表表21-2选用。

21.4.2 斗式提升机选型

斗式提升机的种类、型号和规格比较多，选用时主要根据物料特性(密度、粒度、温度、含水率、黏度、磨琢性、流动性)、输送量、提升高度等综合考虑，一般应该按以下原则：

(1) 根据物料特性选择斗式提升机的机型及料斗形式。带式斗式提升机适合输送粉状、小颗粒状、60℃以下温度(用耐热输送带可达150℃)的物料；环链斗式提升机适合于输送粒度小于30mm、磨琢性不强的物料；板链斗式提升机适合于输送块度较大、密度较大、有磨琢性的物料。

(2) 带式斗式提升机一般优于链斗式提升机，具有运行速度高、生产率高、运行平稳、成本低、自重轻的特点，适用于大运量、干燥的和自流性好的粉料、颗粒物料。但是，料斗在输送带上的固定处是其薄弱环节，不适用于难挖取的物料(包括中等块度的物料)的输送。对于此类物料，通常采用链斗式提升机，链条的使用不受被运送物料种类的限制。

(3) 环链斗式提升机牵引链条为高强度圆环链，环链斗式提升机结构简单，重量轻，综合成本低，提升高度可达50m。

(4) 板链斗式提升机牵引构件为板链，板链的结构坚固，破断载荷高，提升量大，提升高度高，几乎可以不受物料种类的限制，速度在0.6m/s以下。

21.4.3 选型及使用中的技术要点

1. 驱动功率

一般情况下，斗提机位于输送线中间位置，系统事故停机时，斗提机需要负载启动，功率计算应考虑斗提机重载启动。

表 21-2 空转和挖取功率选用表

料斗宽度/mm		160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
P_L/kW		2	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6
P_S/kW	粒度0～1mm	0.2	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2.2	3.4	6	8.2	11
	粒度0～5mm	0.4	0.4	0.7	1.2	1.8	2.7	4.2	6.9	11.3	15.8	21
	粒度0～40mm	0.4	0.4	0.9	1.6	2.2	3.6	5	8.4	14.4	20.5	26

斗提机若配置检修电动机，应选用重载型。检修电动机开关应设置在检修点，且与主电动机开关互锁，避免因操作失误导致事故。

2. 输送带

与带式输送机所用的输送带不同，斗提机所用输送带负载大、弯折频率高，且其上需要固定料斗，要求输送带柔度大、承载能力高，输送带的安全系数也应比带式输送机大，一般不小于15。

3. 料斗

输送物料的特性对料斗的形状及结构设计影响很大。对磨琢性物料，要求料斗斗口强度高，以减少料斗在挖取物料时斗口的磨损；对含水率高流动性差的物料，需要采用高前缘口的料斗，提高输送能力；对易悬浮物料，需要在料斗上开孔，以提高填充系数；对易黏附的物料，采用底部圆形的浅斗，避免料斗内存在死角造成物料积存。

料斗可采用不同材料制造。牵引构件为环链时一般采用冲压钢制料斗；牵引链为板链时一般采用焊接钢制料斗；牵引构件为输送带时一般采用冲压钢制料斗。

输送粮食的料斗多采用浅斗，材质为防静电工程塑料。若输送带采用搭接方式，接头处使用降突料斗（斗幅比非接头处的料斗小2倍胶带厚度），降突料斗采用其颜色与非接头处的料斗异色以避免安装错误。料斗与输送带的连接配用专用输送带螺钉，高强度、耐磨损、螺母为自锁式。

4. 调偏段

对于大型带式斗式提升机，应设置调偏段，调偏段采用偏心机构。调偏段两侧设有输送带跑偏监测装置，内部装有调偏滚筒。当输送带跑偏超过限度时，限位开关动作报警。此时，通过调节顶紧螺栓改变调偏滚筒轴的位置，达到纠偏目的。调偏段对进入尾部滚筒的输送带起导向作用，减小料斗在尾部的掏取阻力。

21.5　典型产品技术性能参数

国内斗提机主要形式有：TD型带式斗式提升机、TH型环链斗式提升机、TB型板链斗式提升机，以及TZD系列筒仓散粮专用斗式提升机。

1. TD型斗式提升机（见表21-3）

TD系列斗式提升机有Q型（浅型）、H型（圆弧形）、Zd型（中深型）及Sd型（深型）等四种料斗，分别适用于输送各种物料，用户可根据物料特性选择合适的料斗。采用离心式或混合式卸料，挖取式装料，可在环境温度$-10\sim+40$℃的范围内使用，输送物料的温度在60℃以下（采用耐热胶带时物料温度不大于150℃），松散密度不超过1.5t/m³。

表21-3　TD型斗式提升机技术参数表

提升机型号	料斗形式	斗容/dm³	斗距/mm	输送量/(m³/h) 离心式	输送量/(m³/h) 混合式	带速/(m/s) 离心式	带速/(m/s) 混合式	带宽/mm	滚筒直径/mm 传动滚筒	滚筒直径/mm 从动滚筒	主轴转速/(r/min) 离心式	主轴转速/(r/min) 混合式
TD100	Q	0.15	200	3.8	—	1.4		150	400	315	67	—
	H	0.3		7.6	—							
TD160	Q	0.49	280	8.8	—			200	400	315	67	—
	H	0.96		17	—							
	Zd	1.2	350	17								
	Sd	1.88		27								

续表

提升机型号	料斗形式	斗容/dm³	斗距/mm	输送量/(m³/h)		带速/(m/s)		带宽/mm	滚筒直径/mm		主轴转速/(r/min)	
				离心式	混合式	离心式	混合式		传动滚筒	从动滚筒	离心式	混合式
TD250	Q	1.22	360	20	—	1.6	—	300	500	400	61	—
	H	2.43		39	—							
	Zd	3.0	450	38								
	Sd	4.59		59	—							
TD315	Q	1.93	400	28	21		1.2	400	500	400	61	46
	H	3.83		55	41							
	Zd	3.75	500	43	32							
	Sd	5.8		67	50							
TD400	Q	3.07	480	40	32	1.8	1.4	500	630	500	55	43
	H	6.05		82	64							
	Zd	5.93	560	69	53							
	Sd	9.38		109	84							
TD500	Q	4.84	500	63	45		1.3	600	630	500	55	40
	H	9.45		122	88							
	Zd	9.29	625	96	70							
	Sd	14.9		154	112							
TD630	H	14.9	710	151	113	2.0	1.5	700	800	630	48	36
	Zd	14.6		148	111							
	Sd	23.5		238	179							

注：表中的输送量没有考虑填充系数 φ，选型时请根据表 21-1 选取填充系数 φ 对输送量进行修正。

2. TH 系列斗式提升机(见表 21-4)

TH 系列斗式提升机有 Zh 型(中深型)，适于输送湿、黏及难抛出的物料，如湿砂、型砂、化肥、碱粉及黏土等；Sh 型(深型)，适于输送干燥的、松散易抛出的物料，如碎石、煤、水泥生料、矿渣及水泥等。采用混合式或重力式卸料，挖取式装料，可在环境温度 −10～+40℃ 的范围内使用，输送物料的松散密度不超过 1.5t/m³，温度在 250℃以下。

表 21-4 TH 型斗式提升机技术参数表

提升机型号	TH315		TH400		TH500		TH630		TH800		TH1000	
料斗型号	Zh	Sh	Zh	Sh	Zh	Sh	Zh	Sh	Zh	Sh	Zh	Sh
斗容/L	3.75	5.9	5.93	9.38	9.29	14.9	14.6	23.5	23.3	37.5	37.6	58.3
斗距/mm	512				688				920			
输送量/(m³/h)	37	58	58	92	73	117	115	184	146	234	235	365
斗速/(m/s)	1.4				1.5				1.6			
链轮节圆直径/mm	630		710		800		900		1000		1250	
链条直径×节距/(mm×mm)	18×64				22×86				26×92			
单条破断载荷/kN	≥320				≥180				≥670			
链条环数	7								9			
链条条数	2											
主轴转速/(r/min)	42.5		37.5		36		32		30.5		24.5	

注：表中的输送量没有考虑填充系数 φ，选型时请根据表 21-4 选取填充系数 φ 对输送量进行修正。

3. TB系列板链斗式提升机(见表21-5)

TB系列斗式提升机采用T形料斗，适于输送干燥的、松散易抛出的物料，如碎石、煤、水泥生料、矿渣及水泥等。采用重力式卸料，挖取式装料，在环境温度−10～+40℃的范围内使用，输送物料的松散密度不超过2.2t/m³，温度在250℃以下。

4. TZD系列筒仓散粮专用斗式提升机(见表21-6)

TZD系列筒仓散粮专用斗式提升机共有8种规格，最大输送带宽度1400mm，最大输送量1000t/h，最大提升高度65m，带速可达4m/s。

5. 散粮专用斗式提升机(见表21-7、表21-8)

捷赛机械(苏州)有限公司BE系列斗式提升机，采用国外先进技术并结合国内先进制造工艺，最大产量可达1920t/h。

21.6 工程案例

表21-9为斗提机在中国港口应用的几个案例。

21.7 技术标准与规范

斗式提升机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，主要标准和规范见表21-10。

表21-5 TB型斗式提升机技术参数表

提升机型号	TB250	TB315	TB400	TB500	TB630	TB800	TB1000
料斗型号	J	T					
斗容/L	2.17	4.55	8.86	18.7	36.8	74.8	151
斗距/mm	200	200	250	320	400	500	630
输送量/(m³/h)	19.5	41	64	105	166	269	431
斗速/(m/s)	0.5						
链轮节圆直径/mm	386.37		482.96	618.19	772.74	965.92	1217.06
链条节距/mm	100		125	160	200	250	315
单条破断载荷/kN	112/160		160/224	224/315	315/450	450/630	630/900
链条条数	1	2					
主轴转速/(r/min)	24.71	24.71	19.78	15.45	13.36	9.89	7.85
链轮齿数	12						

注：表中的输送量没有考虑填充系数φ，选型时请根据表21-1选取填充系数φ对输送量进行修正。

表21-6 TZD型斗式提升机技术参数表

提升机型号	TZD300	TZD400	TZD500	TZD650	TZD800	TZD1000	TZD1200	TZD1400
输送带宽度/mm	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
输送量/(t/h)	100	100～200	200～300	300～400	400～500	500～600	600～800	1000
带速/(m/s)	2.5	1.8～2.8	2.5～3.15	2.5～3.15	2.5～3.5	2.8～3.5	2.5～3.5	3.8
提升高度/m	65	65	65	65	65	65	65	65

注：(1) 表中物料按散粮计算，密度γ=0.75t/m³；
(2) 表中提升高度是提升散粮时的允许高度；
(3) 本表由湖北宜都运机机电股份有限公司提供。

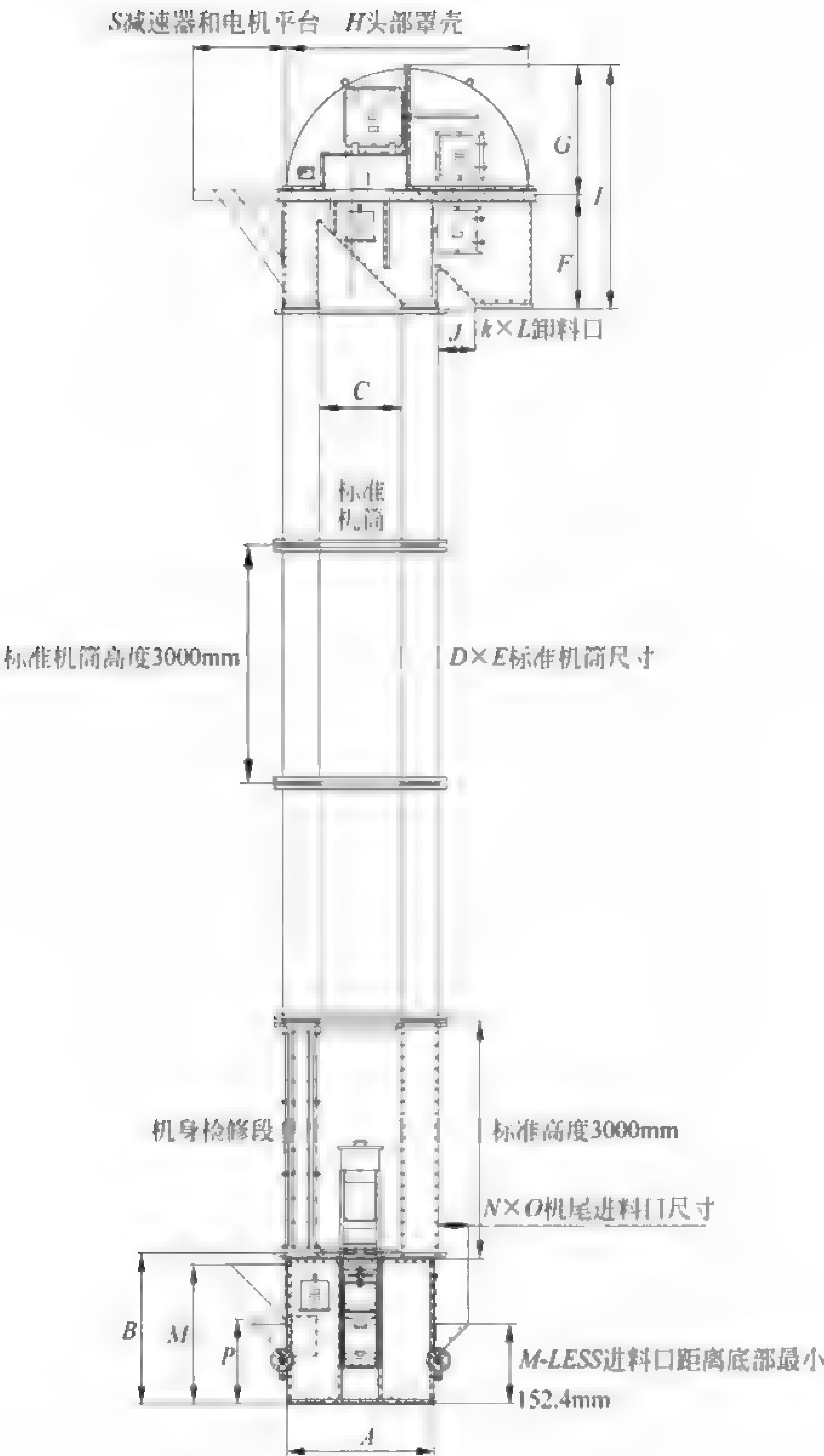
表 21-7 BE 系列斗式提升机标准选型规格

提升机型号	产量/(t/h)	头轮直径/mm	转速/(r/min)	带速/(m/s)	畚斗	斗容/L	畚斗排数	截面尺寸/(mm×mm)
BE16	55	406	95	2.15	9×5	6.5	1	254×406
BE16	70	406	95	2.15	9×6	7	1	254×406
BE24	90	610	73	2.43	10×6	7	1	254×406
BE24	100	610	73	2.43	11×6	7	1	254×406
BE30	135	762	67	2.76	13×6	7	1	304×457
BE30	175	762	67	2.76	13×7	8	1	304×457
BE36	155	914	64	3.15	11×7	8	1	304×457
BE36	200	914	64	3.15	13×7	8	1	304×457
BE4222	225	1066	60	3.43	14×7	8	1	355×558
BE4222	265	1066	60	3.43	14×8	9	1	355×558
BE4222	315	1066	60	3.43	16×8	9	1	355×558
BE4226	315	1066	60	3.43	16×8	9	1	355×660
BE4226	410	1066	60	3.43	20×8	9	1	355×660
BE4238	530	1066	60	3.43	14×8	9	2	355×965
BE4242	630	1066	60	3.43	16×8	9	2	355×1066
BE4250	820	1066	60	3.43	20×8	9	2	355×1270
BE4826	330	1219	56	3.65	16×8	9	2	355×660
BE4826	430	1219	56	3.65	20×8	9	2	355×660
BE4838	560	1219	56	3.65	14×8	9	2	355×965
BE4842	670	1219	56	3.65	16×8	9	2	355×1066
BE4850	870	1219	56	3.65	20×8	9	2	355×1270
BE4860	1000	1219	56	3.65	16×8	9	3	355×1524
BE4872	1300	1219	56	3.65	20×8	9	3	406×1829
BE4897	1650	1219	56	3.65	20×8LP	7.5	4	406×2464

注：(1) 选型表中产量，基于大豆密度 γ—0.75t/m³，物料密度低于 0.6t/m³时，需在标准速度基础上予以降低；

(2) 本表由捷赛机械(苏州)有限公司提供。

表 21-8 BE 系列斗式提升机外形尺寸 mm



畚斗排数	单排斗						双排斗			三排斗式	
头轮直径/mm	**406**	**610**	**762**	**914**	**1066**	**1219**	**1219**	**1219**	**1219**	**1219**	**1219**
输送量/(t/h)	38～76	102～142	127～177	127～254	204～381	356～510	637	765	893	1020	1224
A	864	1067	1321	1473	1702	1854	1854	1854	1854	1854	1930
B	1524	1524	1524	1524	1829	1829	1829	1829	1829	1829	2134
C	356	559	711	864	991	1143	1143	1143	1143	1143	1118

续表

畚斗排数	单排斗						双排斗			三排斗式	
头轮直径/mm	406	610	762	914	1066	1219	1219	1219	1219	1219	1219
输送量(t/h)	38～76	102～142	127～177	127～254	204～381	356～510	637	765	893	1020	1224
D	254	254	305	305	356	356	356	356	356	356	406
E	406	406	457	457	559	660	965	1067	1270	1524	1829
F	914	914	1181	1181	1486	1486	1486	1486	1486	1486	1486
G	737	838	1067	1219	1524	1524	1524	1524	1524	1524	1524
H	1473	1676	2134	2438	2743	3048	3048	3048	3048	3048	3124
I	1651	1753	2248	2400	3010	3010	3010	3010	3010	3010	3010
J	305	305	356	508	483	584	584	584	584	584	584
K	305	305	457	457	559	610	610	610	610	610	610
L	406	406	457	457	559	660	965	1067	1270	1524	1829
M	889	1067	1270	1346	1575	1753	1753	1753	1753	1753	2057
N	356	406	508	508	610	711	711	711	711	711	711
O	254	330	356	356	406	457	762	864	1067	1321	1626
P	533	660	762	838	965	1041	1041	1041	1041	1041	1295
S	762	762	940	864	1270	1575	1575	1575	1575	1575	1575

表 21-9 斗式提升机应用案例

提升机型号	输送量/(t/h)	输送带宽/mm	提升速度/(m/s)	提升高度/m	驱动功率/kW	料斗布置	使用单位	制造商
TZD1000	600	1000	3.5	43.6	132	二排并列	日照港集团岚山港务公司	湖北宜都运机机电股份有限公司
TZD1200	800	1200	3.5	33.9	160	三排品字	日照港集团裕廊码头有限公司	
TZD1200	800	1200	3.5	48.9	200	三排品字		
400P48	800	1118	3.66	15.66	93.75	二排并列	日照港集团裕廊码头有限公司	GSI
600P48	1200	1651	3.66	39.63	224	三排品字	日照港集团岚山港务公司	
BE48	1000	1676	3.6	69.2	355	三排	天津中粮佳悦临港仓储有限公司	捷赛机械(苏州)有限公司
BE4893	1500	2286	3.66	44	400	四排	大连港太平湾港区散粮泊位工程	
BE4897	1600	2286	3.65	66.85	630	四排	河北冀海港务有限公司	

表 21-10　斗式提升机设计、安装、使用参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 3926　2014	《垂直斗式提升机》
2	GB/T 13561.3　2009	《港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
3	GB/T 15605－2008	《粉尘爆炸泄压指南》

第22章

埋刮板输送机

22.1 概述

22.1.1 工作原理

埋刮板输送机是一种在封闭的矩形断面的壳体内，借助于运动着的刮板链条连续输送散状物料的运输设备。因为在输送过程中，刮板链条埋于被输送的物料之中，与物料一起形成连续整体的料流向前移动，故称为"埋刮板输送机"。

埋刮板输送机的输送原理与普通刮板输送机是不同的。埋刮板输送机在水平输送时，刮板链条及其间物料构成的牵引层，在槽底以一定的速度输送时，带动了在机槽内一定高度的物料层进行运动。物料受到刮板链条在运动方向的压力及物料自身重量的作用，在物料间产生了内摩擦力。这种摩擦力保证了料层之间的稳定状态。当内摩擦力足以克服物料在机槽中移动而产生的外摩擦力时，物料便形成了连续整体的料流而被输送。

在垂直提升时，物料受到刮板链条垂直方向上的提升力和自身重力作用，由于物料的起拱特性，受机槽四壁约束的物料产生了横向侧压力，形成阻止物料下落的内摩擦力。同时，下部的不断给料，也对上部物料形成连续不断的支承力。当这些作用力大于物料和机槽壁之间的外摩擦阻力和物料自身的重力时，物料便形成了连续整体的料流而被提升。埋刮板输送机在工作时，由于刮板链条在运动中有振动，整体料流会时而被破坏，物料相对于刮板链条会产生一种滞后现象，对输送效率略有影响。

22.1.2 主要特点

埋刮板输送机结构简单，使用维护方便，主要特点如下：

(1) 适应性强，可以进行多种物料的输送，从沉重的物料(如矿石及砂等)直到最轻的物料(如其他输送机很难输送的纸屑、炭黑等)；粉状物料、颗粒状物料、小块状的物料以及有毒的、腐蚀性和高温(100～400℃)的物料，见表22-5。输送过程中物料内部的相对运动小，所以物料降级的可能性非常小。

(2) 工艺布置灵活，能够水平输送、倾斜和垂直输送，并且可以在整个线路上进行多点加料和卸料。当布置在漏斗或其他大容量供料器下输送时，不会有超载的危险。能够自动地调节装载，不需要另外配置给料器。

(3) 机槽为全封闭式的结构，被输送的物料在机壳内移动，不受环境的污染。当采用气密式机槽时，可以防止粉尘逸出，适于输送灰尘飞扬大的、有毒的及易爆的物料。对防火灾及防爆炸的安全性好，对环境无污染。

(4) 结构轻巧、体积小。并且机槽具有足够的刚度，在两个建筑物之间安装输送机时，往往不需要再另外安装专门的栈桥及复杂的支承，建筑及维修费用较低。

22.1.3　国内外发展现状及发展趋势

埋刮板输送机技术成熟，机型布置灵活，见22.2节。和其他输送机一样，为适应散货运量的迅速增长，埋刮板输送机正在向机体和输送能力的大型化发展。水平型埋刮板机最大机槽宽度达1600mm，最大输送能力达2000t/h；垂直型埋刮板输送机最大机槽宽度达1250mm，最大输送能力达500t/h；扣环型埋刮板输送机最大机槽宽度达1250mm，最大输送能力达1000t/h。

22.2　机型分类

埋刮板输送机按整机布置形式分为6种类型，见表22 1和图22 1；按对输送物料的适应性分为4种类型，见表22 2。

22.3　主要部件

埋刮板输送机由刮板链条(牵引和承载构件)、机体、驱动装置及安全保护装置等构成，见图22-2。

22.3.1　刮板链条

刮板链条既是牵引构件，又是带动物料运动的输送元件，因此，它是埋刮板输送机的核心部件。

根据链条的结构，刮板链条分为三种：模锻链、套筒滚子链和双板链。在工业应用中，刮板链条主要使用模锻链、套筒滚子链，双板链刮板链条已基本淘汰。

为适应各种物料的输送，刮板形式很多，基本形式分为T形刮板和各种轮廓形状的刮板，见图22-3。

表22-1　埋刮板输送机按整机布置形式分类表

类型	水平型	垂直型	Z型	平面环型	立面环型	扣环型
代号	S	C	Z	P	L	K
倾斜角度/(°)	0～25	0～90	60～90	—	—	60～90

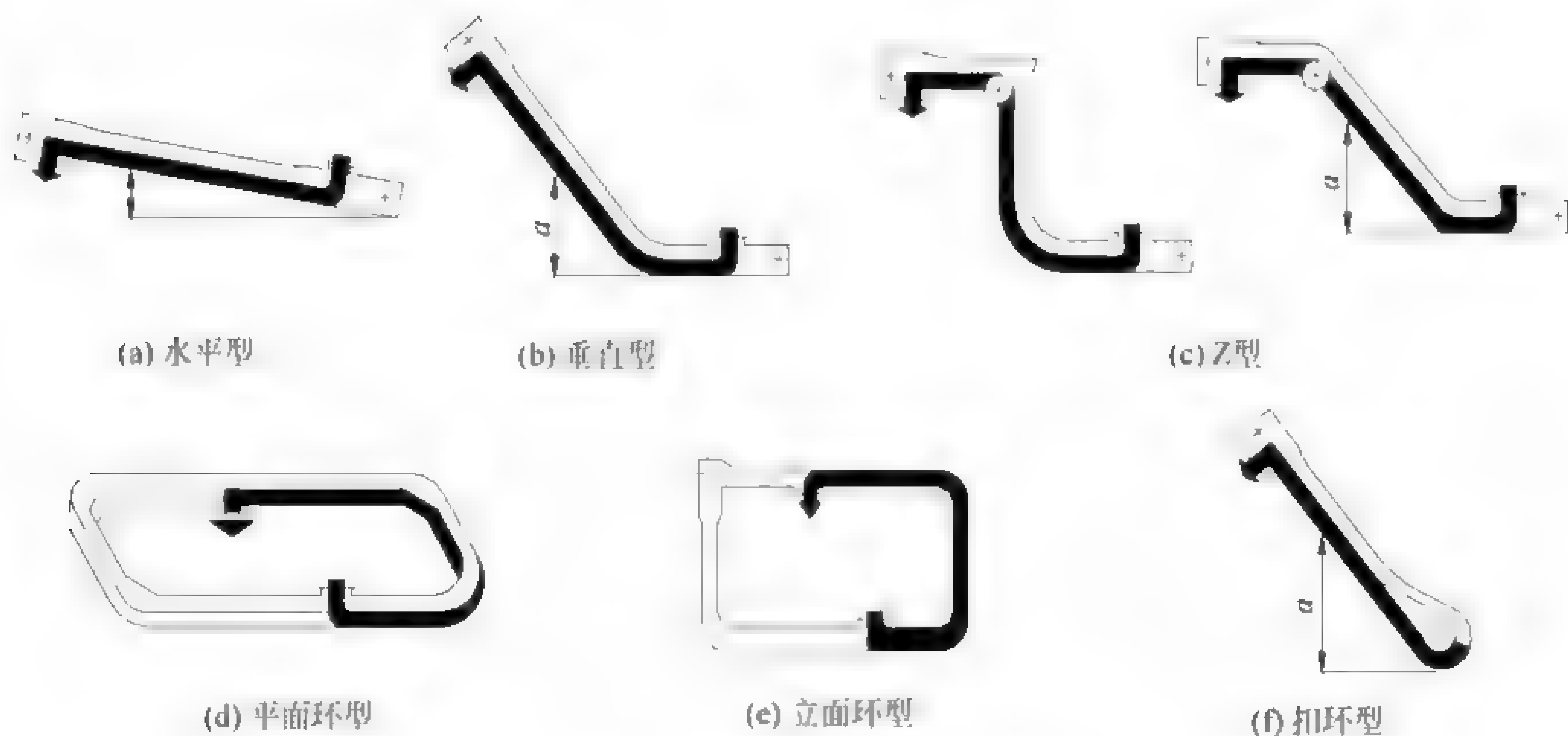


图22 1　埋刮板输送机整机布置形式

表 22-2 埋刮板输送机按对输送物料适应性分类表

类型	普通型	热料型	耐磨型	气密型
特性	常用物料	100～450℃	磨琢性物料	有毒性渗透性物料
代号	不表示	R	M	F

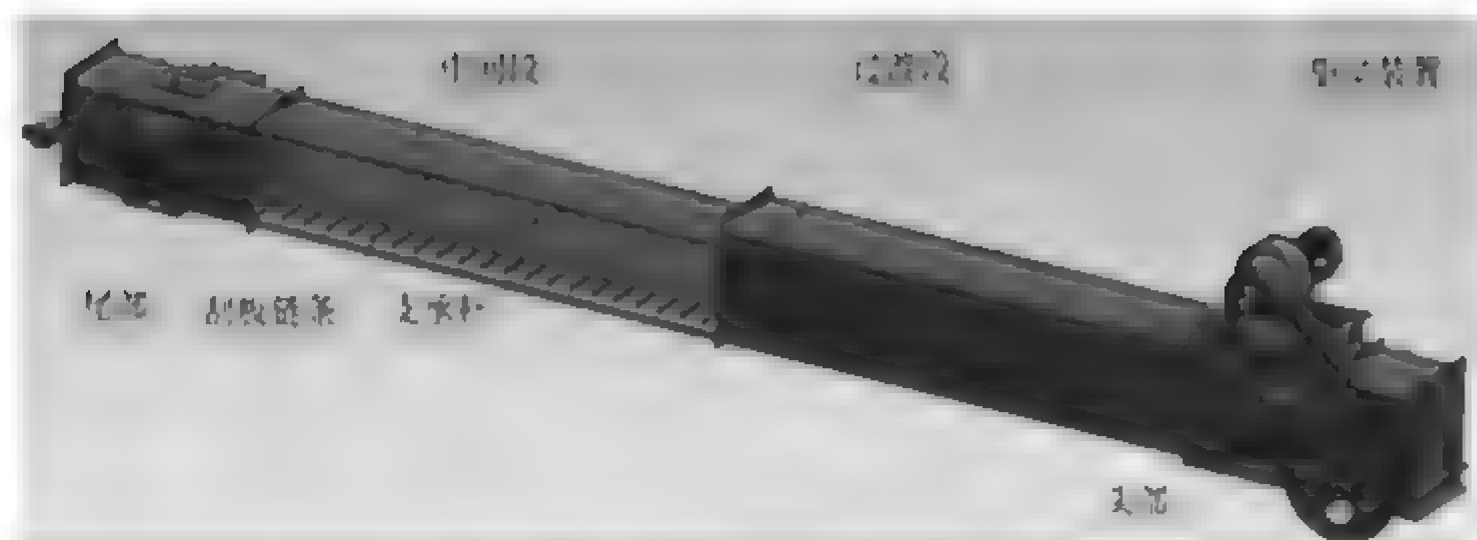
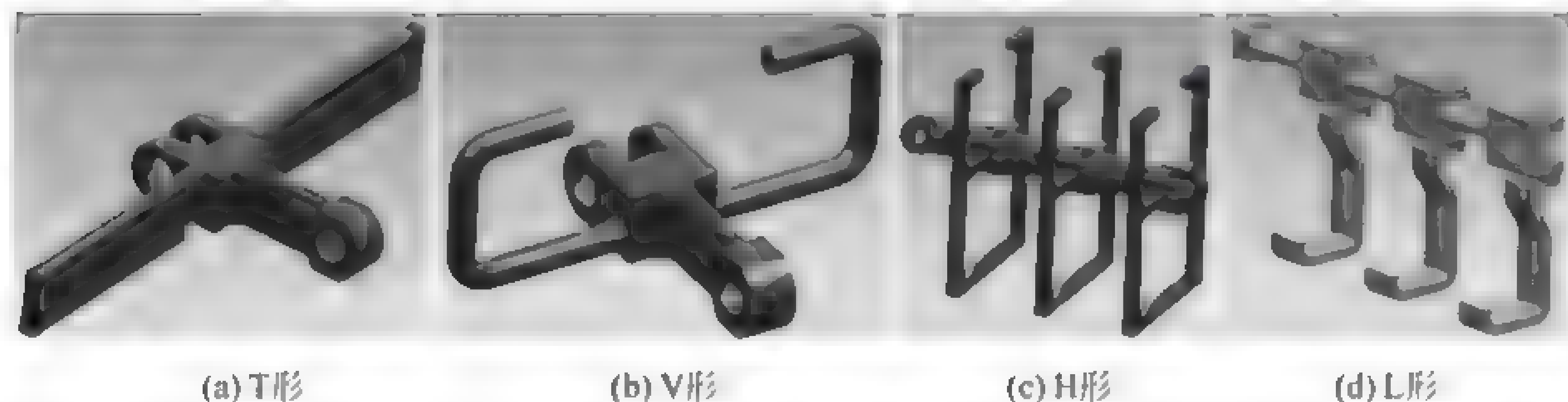


图 22-2 埋刮板输送机示意图



(a) T形 (b) V形 (c) H形 (d) L形

图 22-3 刮板链条结构形式示意图

22.3.2 机体

机体由头部、中间段(水平中间段和垂直中间段)、加料段、尾部、过渡段、弯曲段等组成。机体上一般配有加料口、卸料口、观察盖、物流观测窗，当输送有爆炸可能性的物料时，还应设置泄爆口。

头部(见图 22-4)装有头轮和卸料口。头轮是动力的输入部件，头轮轴与驱动装置连接方式有两种：

(1) 头轮轴端安装大链轮，通过链条传动与驱动装置连接；

(2) 头轮轴通过联轴器与驱动装置连接。

当输送高温物料时，可采用悬垂头部，通过悬链线来自动补偿一部分链条伸长。

尾部(见图 22 5)装有尾轮和张紧装置。链条绕过尾部链轮回转，张紧装置用于调节链条的松紧程度来补偿因工作中张力变化、温度变化或链杆与销轴磨损导致的链条伸长。张紧行程一般取决于牵引链条的节距，当采用模锻链时，张紧行程不小于 1 个链条节距；当采用滚子链时，张紧行程不小于 2 个链条节距。张紧方式多采用螺杆式，在特殊情况下，也可以采用重力、液力或气力式。



图 22-4 埋刮板输送机头部

埋刮板输送机除在头部卸料外，也可以在中间位置卸料，方便工艺布置，如图 22 6 所示。

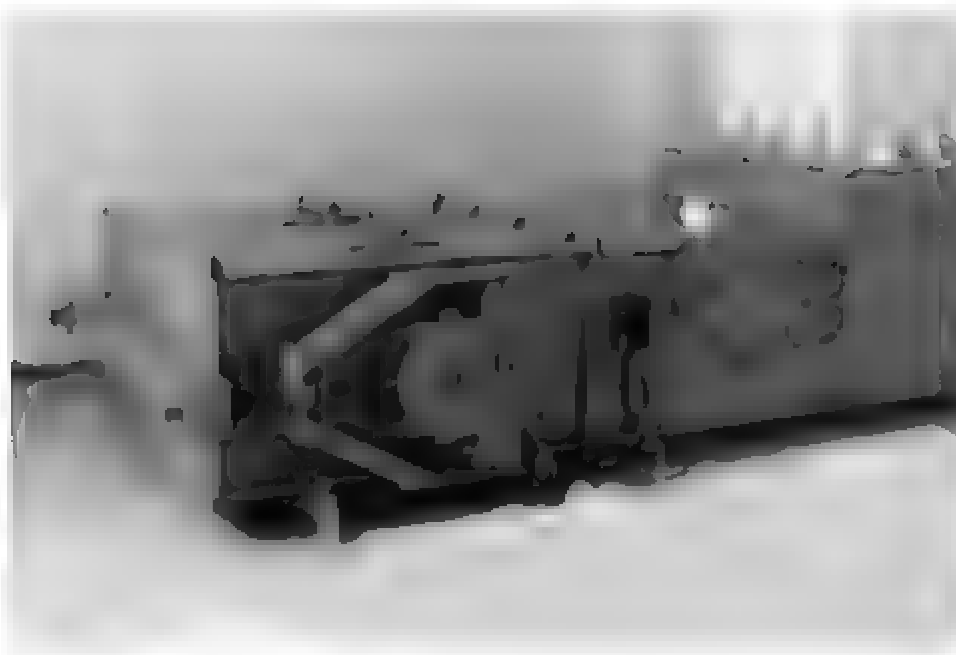


图 22-5 埋刮板输送机尾部

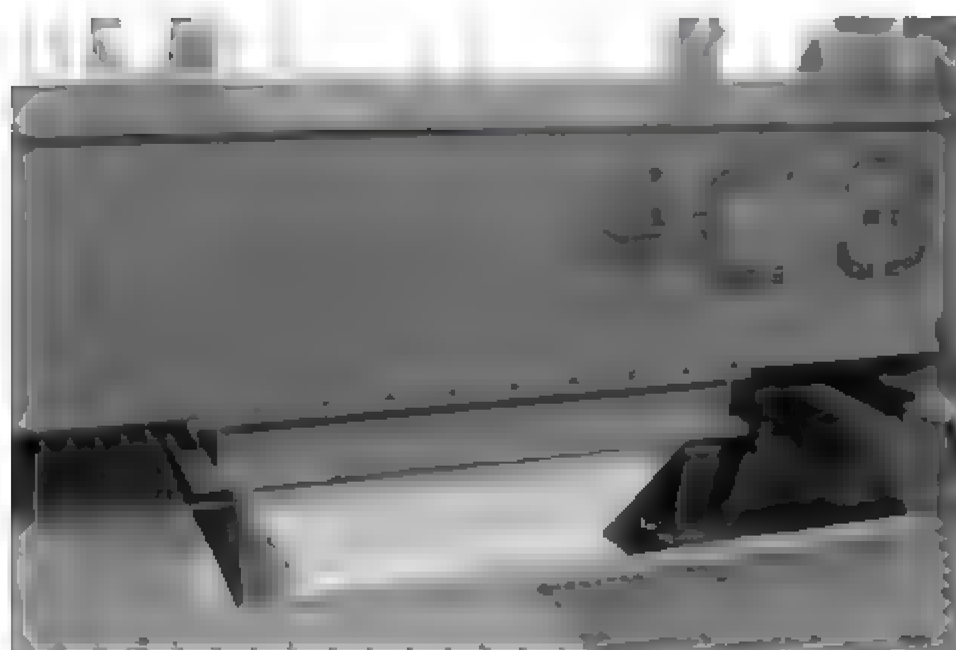


图 22-6 埋刮板输送机中间卸料

22.4 总体设计与选型

22.4.1 输送量和功率计算

埋刮板输送机输送量 Q 可按下式计算：

$$Q = 3600BH\gamma v\eta \tag{22-1}$$

式中：Q——计算输送量，t/h；

B——机槽宽度，m；

H——承载机槽高度，m；

γ——物料密度，t/m^3；

v——刮板链条速度，m/s；

η——输送效率，%。

输送效率主要与物料特性有关，但要考虑刮板链条速度、刮板链条形式、机槽尺寸和使用条件等因素，其值按表 22-3 选用。

当水平型输送机倾斜布置时（$0° < \alpha < 25°$），输送效率 η_k 按下式计算：

$$\eta_k = \eta c \tag{22-2}$$

式中：η_k——水平型输送机倾斜布置时的输送效率，%；

c——倾斜系数，按表 22-4 选取。

表 22-3 输送效率选用表

输送机结构形式代号	物料类别	输送效率 η/%								
		50	55	60	65	70	75	80	85	90
S P	悬浮类		▲	▲	▲	▲	▲			
	大块类		▲	▲	▲	▲	▲	▲		
	黏附类			▲	▲	▲	▲	▲	▲	
	一般类				▲	▲	▲	▲	▲	▲
	谷物类					▲	▲	▲	▲	▲
	轻料类					▲	▲	▲	▲	▲
C Z L K	悬浮类	▲	▲	▲						
	大块类	▲	▲	▲	▲					
	黏附类		▲	▲	▲	▲				
	一般类			▲	▲	▲	▲			
	谷物类				▲	▲	▲	▲		
	轻料类					▲	▲	▲	▲	

注：(1) ▲为输送效率范围；
(2) 机槽宽度较大者，取较小值，反之，取较大值。

表 22-4　倾斜系数

水平型输送机倾斜角度/(°)	倾斜系数 c	
	T 形刮板	其他刮板
0～2.5	1.00	—
2.5～5	0.95	—
5～7.5	0.90	
7.5～10	0.85	—
10～12.5	0.80	—
12.5～15	0.70	0.95
15～20	—	0.85
20～25	—	0.73

埋刮板输送机刮板链条张力按张力逐点轮廓计算法计算。

埋刮板输送机驱动装置的电动机功率按下式计算：

$$N=\frac{K(T_r-T_c)v}{1000\eta_m} \tag{22-3}$$

式中：N——计算功率，kW；

K——电动机功率备用系数，对普通型、气密型输送机，取 1.1～1.3，对耐磨型、热料型输送机，取 1.2～1.4；

T_r——刮板链条绕入头轮时的张力，N；

T_c——刮板链条绕出头轮时的张力，N；

v——刮板链条速度，m/s；

η_m——驱动装置传动效率。

22.4.2　主要结构形式和参数选择

1. 埋刮板输送机形式

埋刮板输送机是一种对物料性能特别敏感的输送设备，选型时，应充分了解输送物料的特性，主要包括堆积密度、内外摩擦角、物料粒度、物料温度等。根据物料特性来选择埋刮板输送机的类型，如普通型、热料型、耐磨型或气密型。为选择合适的埋刮板输送机形式，建议向制造商咨询。

2. 牵引构件(链条)速度的选择

埋刮板输送机牵引构件速度的选择，与物料的特性、功率的消耗、设备的使用寿命、工艺要求等相关。其中主要应根据物料的特性来确定，并且应该尽量取大些。但必须考虑当速度超过一定值时物料的滞后现象，以及由此引起的输送机利用系数降低和功率消耗的增加。目前所采用的速度范围是 0.08～1.0m/s，输送散粮时可超过 1.0m/s。当埋刮板输送机的形式为扣环型时，速度最高可达 2.7m/s。对于流动性好的、悬浮性较大的、磨琢性大的以及对破碎率有一定要求的物料，一般取小值；而对于输送谷物和轻物料(如小麦、木屑等)时，则可以取大值。刮板链条速度可参考表 22-5 选用。

表 22-5　刮板链条速度

物料		刮板链条速度 v/(m/s)										
类别	典型物料	0.08	0.10	0.16	0.20	0.25	0.32	0.40	0.50	0.63	0.80	1.00
热料类	焙烧石灰、焙烧硫铁矿	▲	▲	▲	△							
磨琢类	陶土、焦炭、石英(砂)、烧结返矿、型砂	△	▲	▲	▲	△						
黏附类	炭黑、苏打粉、陶土、硫酸氢铵		△	▲	▲	△						
悬浮类	炭黑、水泥、磷矿粉、锅炉灰、细煤粉		△	▲	▲	▲	△					
腐蚀类	硫铵、纯碱、生石灰、氯化钠		△	▲	▲	▲	△	△				
大块类	30～50mm(硬物料除外)			△	▲	▲	▲	△				
一般类	碎煤、炉渣、活性炭			△	▲	▲	▲	▲	△			
轻料类	木器片、稻壳、锯末、竹片、葵花籽			△	▲	▲	▲	▲	▲	△		
谷物类	大米、玉米、大豆、小麦			△	▲	▲	▲	▲	▲	△	△	△

注：△为各类物料的速度范围；▲为常用速度范围。

3. 输送长度

埋刮板输送机的输送长度，取决于牵引构件的强度，其长度一般不超过下列数值：对于水平型埋刮板输送机，长度不宜超过 80m；对于轮廓刮板输送机，长度不宜超过 50m。

4. 刮板间距的确定

刮板间距是埋刮板输送机重要参数之一，刮板间距过大，会导致物料在料槽中运动时各层物料间产生相对滑移，而且增加了功率的消耗。但刮板间距过小，又使牵引构件重量增加，也增加了功率的消耗，所以，刮板间距必须合适。

使用 T 形刮板时，刮板间距一般为刮板高度的 3～6 倍(圆整为链条节距的倍数)。一般来说，刮板间距不宜超过机槽宽度。

5. 刮板与机槽侧壁间隙的确定

刮板与机槽侧壁的间隙，应根据输送机的机槽宽度和被输送物料的粒度来选择。刮板与机槽的间隙如果过大，会使机槽中物料的平均速度降低而影响生产率。如果间隙过小，又容易引起物料在其中卡住，不仅增加了能量的消耗，而且也加速了刮板链条及机槽的磨损。因此，正确选定间隙是保证输送机正常工作、减少能量消耗以及延长刮板链条和机槽使用寿命的重要因素。

使用 T 形刮板时，刮板与机槽侧壁的单侧间隙值，推荐为 10～20mm。使用轮廓刮板时，刮板与机槽侧壁的单侧间隙值，推荐为 10～15mm。

6. 刮板形式

刮板形式对不同的物料有不同的适应性。刮板形式的选取，主要根据物料的特性，同时也应考虑到输送机本身结构的特点。正确选择刮板形式将直接关系到埋刮板输送机的输送性能。

(1) T 形刮板适用于一般物料的水平或小倾斜输送。

(2) U 形刮板适用于一般物料的水平大倾斜和垂直输送，也适用于流动性好的物料的水平输送。

(3) L 形刮板适用于平面环型埋刮板输送机。

(4) H 形刮板适用于正方形断面的垂直型埋刮板输送机。

(5) 其他轮廓刮板适用于流动性好的物料垂直输送。

对于容易压实的物料，多选用 U 形刮板；对于输送有悬浮性的、流动性大的且不易压实的物料，为了保证物料之间能产生足够的内摩擦力，可采用结构较复杂的刮板形式；但对于黏附性较大的物料，应选用结构较简单的刮板形式，以减少由于在刮板表面上的黏附作用而造成的卸料和清扫困难。

7. 合理地设计加卸料口

加料口的设计长度不小于设计料层高度的 1.5 倍，若采用较高的链速或输送流动性差的物料时加料口还要适当加长。

卸料口的长度要包络最上层物料卸料的抛物线，一般卸料口长度规定如下：

(1) 链速小于等于 0.5m/s 时，卸料口长度不小于料层高度的 1.5 倍；

(2) 链速小于等于 0.8m/s 时，卸料口长度不小于料层高度的 2 倍；

(3) 链速大于 0.8m/s 时，卸料口长度不小于料层高度的 2.5 倍。

8. 驱动装置

减速器一般采用硬齿面型减速器，出轴形式有平行出轴和直交轴两种，与主机的连接方式可以采用直连，也可以通过开式链传动连接(采用开式链传动时开式链的速度不宜超过 0.6m/s)，具体布置要考虑综合成本。一般来说，采用开式链传动布置可以降低减速器的造价，但如埋刮板输送机布置空间受到限制时，例如布置在钢板仓顶栈桥时，采用直连虽然减速器造价高一些，但可以大大降低钢结构的费用，同样地，在地坑布置时采用直连方式可以大大降低土建费用。

22.4.3 选型及使用中的技术要点

用于港口散粮的大型埋刮板输送机在设计中要注意以下问题。

1. 驱动功率的选取

港口散粮大型埋刮板输送机由于输送量

大、输送距离长，驱动功率较大，要根据每一台设备的具体情况对计算结果进行修正，主要应考虑加料的情况(如加料口的数量、大小和位置)，用于仓底时还要根据加料口的水平力半径和筒仓的高度计算加料阻力。

2. 头部积料解决

港口散粮筒仓系统采用埋刮板输送机的主要原因是埋刮板输送机具有多点卸料功能，而存在的主要问题是头部积料。常用的解决措施有：

(1) 在刮板链条上布置杯式集料刮板(回料斗)将带到头部的物料返回到卸料口；

(2) 合理设计中间卸料口，卸料口的长度要包络最上层物料卸料的抛物线。

3. 倾斜布置时要采取特殊措施

对于水平型埋刮板输送机倾斜布置输送散粮，当角度大于5°时，需要采取措施才能达到生产率；在倾斜角度为5°～10°时要考虑到倾斜角度对输送效率的影响并考虑减小刮板间距；10°～15°时要采用特殊结构的刮板并考虑到倾斜角度对输送效率的影响；大于15°时要采用轮廓刮板并考虑到倾斜角度对输送效率的影响。

4. 露天布置的中间壳体盖板要考虑防止积水

露天布置的埋刮板输送机中间壳体盖板应设计成“屋脊”形(见图22-7)，既增加了刚性，又可防止积水。

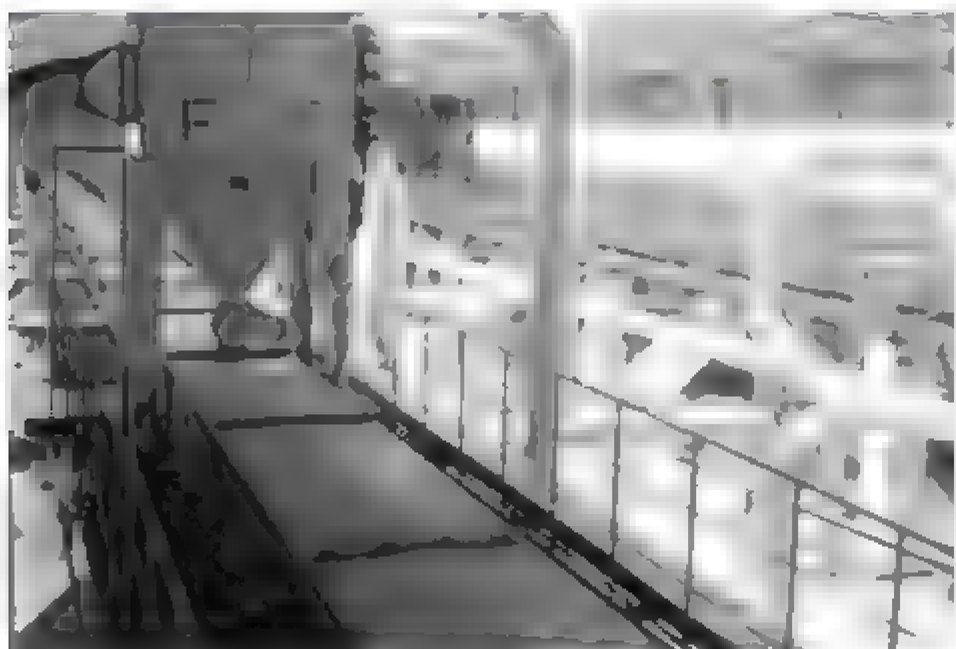


图22-7 埋刮板输送机中段箱体屋脊形上盖

5. 安全保护装置

通常在埋刮板输送机尾部安装速度检测装置，防止过载，并起到断链保护的作用。但是，对于单尾轴双排链，单链断时尾轴照常转动，因此不能在尾部安装速度检测装置，应在机头合适的位置对每排链条单独设置断链检测装置。根据使用场合，在埋刮板输送机的进料口或出料口安装堵料检测开关。输送易燃易爆物料时应在适当位置设置泄爆口。

22.5 典型产品技术性能参数

国内港口使用的埋刮板输送机以MS型和MC型为主，国产设备主要技术参数见表22-6和表22-7。

表22-6 MS型埋刮板输送机主要技术参数表

型号	机槽宽度/mm	链条速度/(m/s)	输送量/(t/h)	输送距离/m
MS20	200	0.16～0.4	14～35	60
MS25	250	0.2～0.5	30～72	80
MS32	315	0.25～0.5	55～110	100
MS40	400	0.25～0.63	95～240	100
MS50	500	0.32～0.8	200～500	80
MS63	630	0.5～0.8	370～630	80
MS80	800	0.63～1.1	600～1000	80
MS100	1000	0.8～1.1	950～1300	80
MS125	1250	0.8～1.1	1000～1500	65

注：(1) 表中物料按散粮计算，密度$\gamma=0.75\mathrm{t/m^3}$；
(2) 表中输送距离是标准链条输送散粮时的允许输送距离；
(3) 本表由湖北宜都运机机电股份有限公司提供。

表 22-7 MC型埋刮板输送机主要技术参数表

型号	机槽宽度/mm	链条速度/(m/s)	输送量/(t/h)	提升高度/m
MC20	200	0.16～0.4	10～20	30
MC25	250	0.2～0.32	15～30	30
MC32	315	0.2～0.4	30～60	30
MC40	400	0.2～0.5	50～140	30
MC50	500	0.25～0.5	100～200	30
MC63	630	0.32～0.5	150～300	25
MC80	800	0.32～0.5	200～350	25
MC100	1000	0.32～0.5	220～450	20
MC125	1250	0.32～0.5	250～500	20

注：(1) 表中物料按散粮计算，密度 $\gamma=0.75\mathrm{t/m^3}$；
(2) 表中提升高度是标准链条输送散粮时的允许提升高度；
(3) 本表由湖北宜都运机机电股份有限公司提供。

22.6 工程案例

表22-8为埋刮板输送机在中国港口的应用的几个成功案例。其中中国华粮物流集团北良有限公司散粮筒仓进仓线采用了当今世界上最大输送量的埋刮板输送机(2000t/h)，其主要技术参数见表内数据，输送物料为散粮。

22.7 技术标准与规范

埋刮板输送机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，主要标准和规范可参考表22-9。

表 22-8 埋刮板输送机应用案例

型号	机槽宽度/mm	输送量/(t/h)	输送距离/m	提升高度/m	倾角/(°)	链条速度/(m/s)	驱动功率/kW	制造商	使用单位
MS100	800	1000	51.428	0	0	0.8	132	国产	中国华粮物流集团北良有限公司
MS160	1600	2000	54.328	0	0	0.8	2×132	进口	
MS100	1000	1000	82.1	0	0	1.0	2×90	国产	广州港集团新港港务公司
MC125	1250	1000	29.584	7.761	14.7	1.0	110	国产	

表 22-9 埋刮板输送机设计、验收参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 10596—2011	《埋刮板输送机》
2	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程 第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
3	JB/T 9154—2008	《埋刮板输送机用链条、刮板和链轮》

第23章

气力输送系统

23.1　概述

气力输送系统结构简单，非常适宜输送粉状和颗粒状的物料。系统由气源（通常是空气）、供料装置、输送管线以及料气分离装置等组成。系统是全封闭的，如果需要，系统中完全可以避免运动的部件与所输送的物料接触。高压、低压和负压都可用来输送物料。可采用干燥的空气输送潮湿的物料，也可用惰性气体（如氮气）输送有爆炸倾向的物料。如果需要，物料可以被装在高压容器中输送。

23.1.1　工作原理

气力输送装置是在管道内利用气体将粉粒状物料从一处输送到另一处的输送设备。

在气力输送过程中，物料颗粒的运动状态主要受输送气流速度控制。以水平管为例（见图 23-1），在输送气流速度足够大时，颗粒呈均匀悬浮状态运动；随着输送气流速度的逐渐减小，颗粒出现非均匀悬浮流动而呈现疏密不匀的流动状态；当输送气流速度小于某个特定值时，出现脉动流；随着输送气流速度的进一步减小，一部分颗粒停滞在管底，一边滑动一边被推着向前运动；进而停滞的物料层作不稳定移动，最后形成堵塞或造成另一种靠气体静压进行输送的推动输送。

图 23-2 为垂直管内颗粒流动状态变化情况。

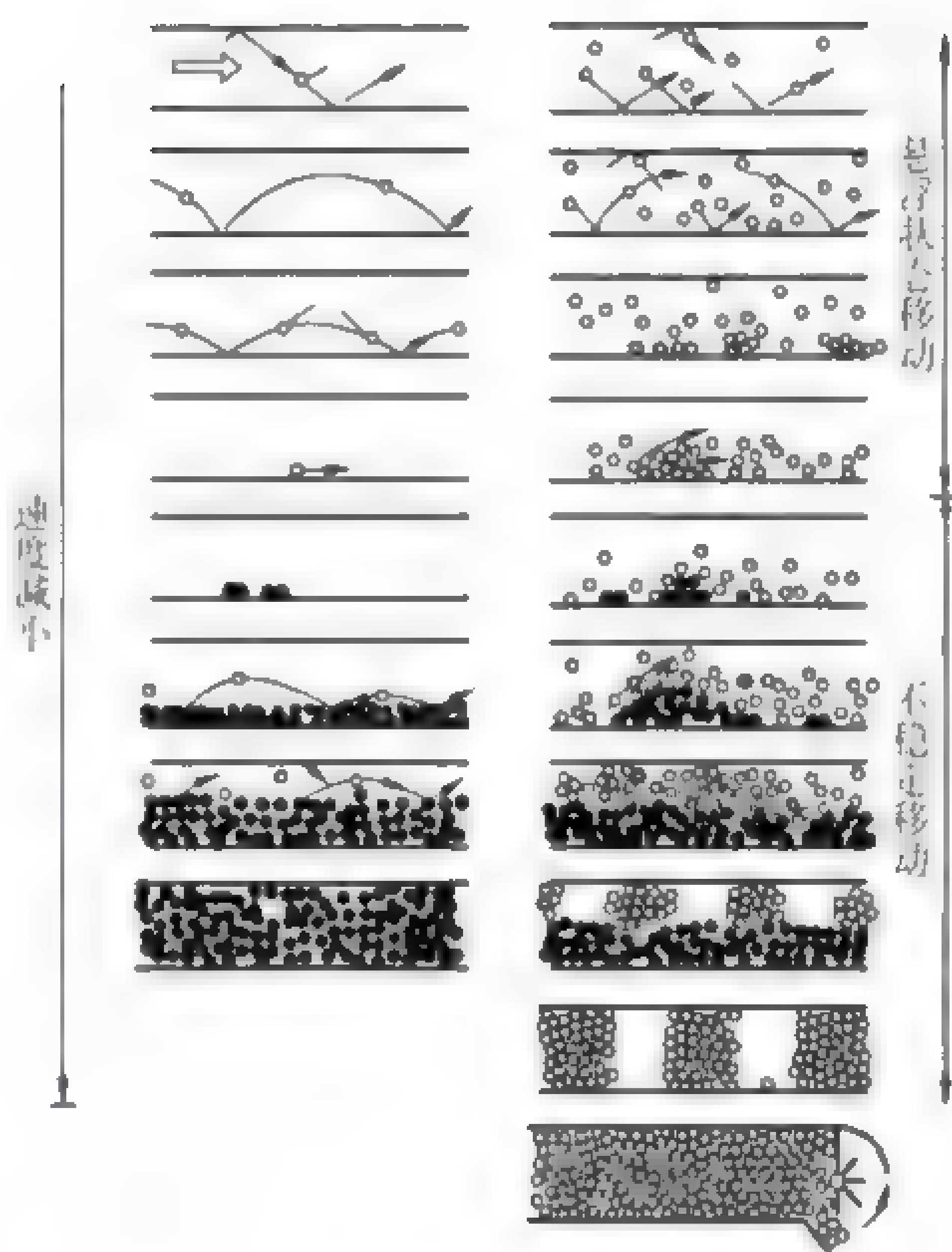


图 23-1　水平管内输送气流速度变化时流动状态变化示意图

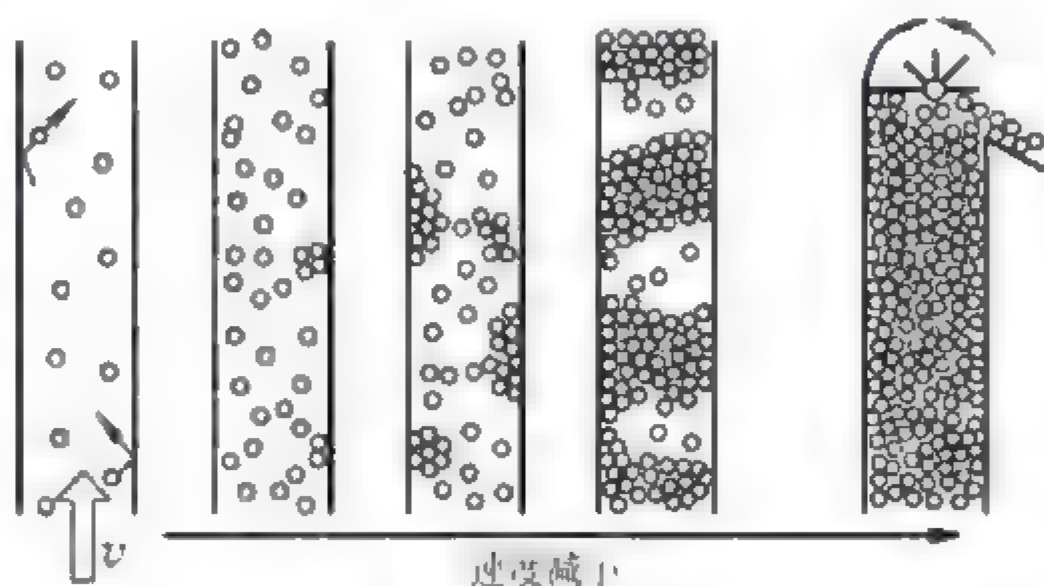


图 23-2　垂直管内输送气流速度变化时流动状态变化示意图

在气力输送中，物料可被分段成批地输送，也可被连续地输送。分段输送时，如果批量相当小，物料就像一个一个的栓体一样。连续输送或分段输送的量比较大时，有两种输送模式：如果物料悬浮在管道中的空气中，称为稀相输送；如果物料在整个或部分管线处于非悬浮状态被低速输送，则称为密相输送。

多种的气力输送系统可以满足多种的应用需求，大多数的系统是传统、连续、开放、线路固定的。根据应用或工艺要求或者创新的需要，也常用到分段输送、封闭或移动系统。正压、负压、正负压组合，可构成多种输送系统，以满足不同的使用条件和物料及其特性需求。

输送状态、速度、工作压力和输送条件是决定采用什么气力输送系统的基本条件。物料特性是最关键的影响因素，绝大多数的物料可以采用稀相或悬浮流输送，但是，也有不少物料宜于采用密相或非悬浮流输送。

23.1.2 主要特点

气力输送的优点为：

(1) 输送效率较高；

(2) 整个输送过程完全密闭，受气候环境条件的影响小，不仅改善了工作条件，而且被输送的物料不致吸湿、污损或混入其他杂质，从而保证了被输送物料的质量；

(3) 在输送过程中可同时进行混合、分级、粉碎、烘干、造粒等，也可进行某些化学反应；

(4) 对不稳定的化学物品可用惰性气体输送，安全可靠；

(5) 设备简单，结构紧凑，工艺布置灵活，占用面积较小，选择布置输送线路容易；

(6) 易于对整个系统实现控制和自动化。

气力输送的缺点为：

(1) 与其他输送设备相比，能耗较高；

(2) 对物料的粒度、黏性与湿度有一定的限制；

(3) 除一些易碎、黏附性强、磨琢性大、有腐蚀性和易引起化学变化的物料需要特殊考虑外，一般松散的粉粒状物料均可采用气力输送。

23.1.3 应用范围

气力输送机主要用于输送粉状、粒状及块度不大于20～30mm的小块物料，也可输送成件物品。气力输送系统适用面广泛，可在港口码头用于输送谷物、大豆等大宗散料的卸船作业；也可在石油化工系统工艺输送流程上的颗粒料和粉料。气力输送的物料不仅面宽，而且特性也各异，这些颗粒不仅很容易稀相输送，也很容易以密相或栓流输送。在各产业制造工艺流程中需要输送大量的造型材料，如新砂、旧砂、煤粉、黏土粉等，用气力输送不仅可以改变劳动强度大、工作条件差、效率低的状态，而且在气力输送过程中，可以同时对物料进行烘干、冷却等工艺操作。近年来，冶金部门已将气力输送技术应用到将粉料喷吹送入高温的熔化液态金属中，在环卫部门则可用于垃圾的回收输送系统。

通过合理地选型和布置，气力输送可以将漏斗或存仓卸出的物料输送到一定距离以外的另一处。考虑到线路布置和系统运行二者协调的可能性，可采用多点供料，也可在单线上多点卸料。采用真空系统，系统可以在开放的存储处或料堆上取料，有利于清理灰尘的累积和泄漏。输送管线可以水平布置，也可垂直上下，采用弯头还可使线路便于沿任何方向布置。与水平输送相比，垂直上下输送物料也不成问题，而且物料流的速度可控、可检，大多系统可以全自动运行。

气力输送系统适用性很强，不仅可在封闭的管线中输送多种不同的物料，还可以安全地输送那些具有潜在危险性的物料。由于产生粉尘的风险很小，所以气力输送系统可以满足健康与安全法律的要求。

气力输送系统只占据很小的地面空间，管线可避开现有的设备和结构沿着墙、房顶甚至地下布置。虽然管弯头可使管线布置灵活，但也增加了整个管线中的阻力。同时，弯头还会使易碎物料的破碎率增加，而且，磨损性物料还会对弯头造成磨损。

气力输送机的应用范围与被输送物料的物理性质有着十分密切的关系，下面分析几种主要的物料特性对气力输送机应用范围的影响。

(1) 物料的粒度

物料的粒度过大，容易阻塞在供料装置中，从而使得物料不能自动地进入输料管。所以一般要求粒度不大于50mm，或规定物料的最大粒度不应超过输料管通径的0.3～0.4倍。

(2) 物料的堆积密度

物料的堆积密度在很大程度上影响气力输送机的结构尺寸和能量消耗的大小。随着物料堆积密度的增大，必须提高管中的气流速度，从而使动力消耗增加和管壁磨损加快。所以，对于堆积密度大的物料采用气力输送并不合适。

(3) 物料的湿度

物料的湿度与气力输送机工作的可靠性有着很大的关系。过高的湿度不仅将破坏物料的松散性质，而且物料会黏附在装置构件的内壁上，从而导致供料不均匀、能量消耗增加、输送能力降低，甚至引起整个系统的堵塞。所以，对各种物料，必须确定其输送不受破坏的极限湿度。

(4) 物料的磨琢性

磨琢性是指运动物料对其他物体的磨损性。磨琢性的大小取决于物体颗粒的硬度、表面特性和形状尺寸，它影响着气力输送机的动力消耗和使用寿命。

(5) 物料的温度

被输送物料的可燃粉尘在一定的浓度和温度下会产生粉尘爆炸，造成严重事故。因此，在气力输送时，物料的温度不得超过其发火点(一般都低于400℃)，否则改用惰性气体输送。

23.1.4 相关概念和名词术语

气力输送系统工作时的物理性态属于气体和固体的两相流范畴，涉及的相关概念和名词术语如下。

(1) 大气压力条件指在 $p=101.3kN/m^2$ 绝对压力(标准大气压力)和 $T=15℃$(标准大气温度)时的情况。大气压力条件通常用来描述风机和压缩机的工作条件。

(2) 气体表观速度指忽略固相颗粒或多孔介质影响的风速。通常指在一定压力下，气体的体积流量与管道通风面积之比。当气流通过薄膜或滤网时，指的是沿其表面法线方向的流出风速。给定质量流量时，风速取决于压力和温度，估计系统中任一处的输送风速时，必须考虑该处的压力和温度。

(3) 大气风速为在大气压力条件下气体的表观速度。

(4) 最小输送风速为可以输送物料的最低风速。在多相流中，是指不发生突变和堵塞的最低风速。在密相流中，最低风速在很大程度上受到所输送物料料气比的影响，除非物料具有好的气体亲和性。

(5) 输送线入口气体速度，也称为提取速度或夹带速度，指物料被加入输送管道处的气体表观速度。在单孔管道中，此速度是管道中的最小风速，必须大于满足物料输送所需的最小风速。在真空输送系统中，该速度近似等于大气风速。

(6) 输送线出口气体速度指输送管道末端物料卸到接收器处的气体表观速度。在单孔管道中，此速度是管道中的最高风速。在负压输送系统中，该速度近似等于大气风速。

(7) 突变指物料沿水平管道沉积的过程。这种现象一般出现在气体速度降到最小输送速度值以下时的多相流中。突变速度是多相系统中的最小速度，等于最小输送风速。

(8) 堵塞发生在垂直向上输送时接近管壁的物料颗粒开始向下滑动的过程中，随后会在管道中发生停滞或堵塞。垂直输送中的堵塞类似于水平输送时的突变，堵塞和突变这两种现象都表明多相流饱和状态开始显现。

(9) 加速长度指的是物料颗粒在输送管中运动达到悬浮速度时所需要的输送管长度。当物料加到管道中时，物料颗粒基本上是零速，然后被加速到其最终速度。类似的情况发生在弯曲段，这里有可能发生一定程度上的物

料阻滞。

(10) 零点指系统管道中压力等于环境压力的地方,是系统的自然属性点。通常用于闭环系统中来判断是否应该介入该系统进行监测和调节。

(11) 比湿度为一定量混合物中水蒸气含量与空气含量的比值。相对湿度为给定温度下气体分压与相同温度饱和时气体分压之比,通常为百分比的形式。比湿度表明的是气体中实际的水蒸气含量,相对湿度则表明气体在完全饱和前还能混入多少水蒸气。

(12) 化学计量值指空气量有效精确配比达到物料燃烧所必需的尘埃云的浓度。

(13) 脉动流指高低流量连续交替变化的流动。加料装置处的物料脉动流能在管道中引起固体流的脉动,例如旋转阀或像排量式鼓风机出口一样的压风喷管会引起气流的脉动,脉动气流是由于这些设备的工作方式(即压缩过程中产生的高低压空气波动)所导致的。

(14) 阶梯管道,也称为变径管道,是指输送管直径变化的连续管道。一般来说,变径管道的管径将变大,其目的是适应由于输送气体压力变化引起的体积流量变化,但管道中任何一点的气体速度都不能小于最小输送风速。

(15) 气体亲和性指散状物料将气体在颗粒空隙间容留一段时间的能力。非常细的物料(如水泥),此特性非常明显,在第一次倒入容器中时几乎就像液体一样。

(16) 透气性用来检量在一定的压力梯度时,空气是否易于穿透物料层(或堆)。球状物料的透气性相当好,因为这些物料的颗粒间隙通道只有很小的气体流动阻力。颗粒尺寸分布非常大的物料,其透气性也非常差。如果输送这类物料的管道发生堵塞,一个小的物料栓就需要500kPa的上游压力作用数分钟时间。

(17) 硬度可用来定义材料对于压力的抵抗力。

① 莫氏硬度是应用划痕法用棱锥形金刚钻针刻划所试材料的表面而产生划痕,将测得的划痕深度分十级来表示硬度(刻划法):滑石(talc)1(硬度最小),石膏(gypsum)2,方解石(calcite)3,萤石(fluorite)4,磷灰石(apatite)5,正长石(feldspar; orthoclase; periclase)6,石英(quartz)7,黄玉(topaz)8,刚玉(corundum)9,金刚石(diamond)10。

② 布氏硬度值是一个与载荷或试验力成正比的数。把直径为1,2.5,5,10mm的淬火钢球或硬质合金球压入被测材料的表面,保持规定时间后卸除试验力,用读数显微镜测出压痕平均直径,然后求出布氏硬度值,或根据压痕平均直径从已备好的布氏硬度表中查出布氏硬度值。

③ 维氏硬度是以kgf表达的承载率。将金字塔形状的钻石硬度计压头压入材料表面,保持规定时间后,测量压痕对角线长度,用来计算硬度的大小。可采用非常小的硬度计压头测量小颗粒的硬度。

(18) 瞬变现象指输送系统启动或关闭时引起的不稳定流动,特别是在卸料罐处导致的短暂连续变速。

23.2 结构形式

23.2.1 稀相输送与密相输送

1. 稀相输送

稀相输送的被输送物料在流动的空气中处于悬浮状态。稀相来源于疏相或悬浮流的概念。为了将输送管线中的物料保持在悬浮状态,管道进气口的空气速度必须具有一定的大小,对于大多数物料来说,一般为13~15m/s。

2. 密相输送

一般来说,当整个或局部管线中被输送物料及空气的速度低于稀相输送的速度时,就成为密相输送。由于被输送物料特性、料气比和输送空气速度等缘故,密相流的特性变化非常大。特别是当物料流经过沉淀层时,速度会变慢,形成离散的或分离的料栓。对于大多数物料来说,料气比的范围通常会大于15,管道进

气口的空气速度小于稀相要求的速度。

23.2.2 低压、负压(真空)输送和高压输送

(1) 低压和负压(真空)输送

低压和负压(真空)输送系统的空气压力一般小于100kPa,覆盖了常规的容积式风机和传统的低压旋转阀系统。低压与稀相输送不同,如果一种物料可以用密相输送,则可采用低压或真空系统,因为对于这些物料来说,其料气比仅仅是空气压力梯度的函数,参见图23-3。

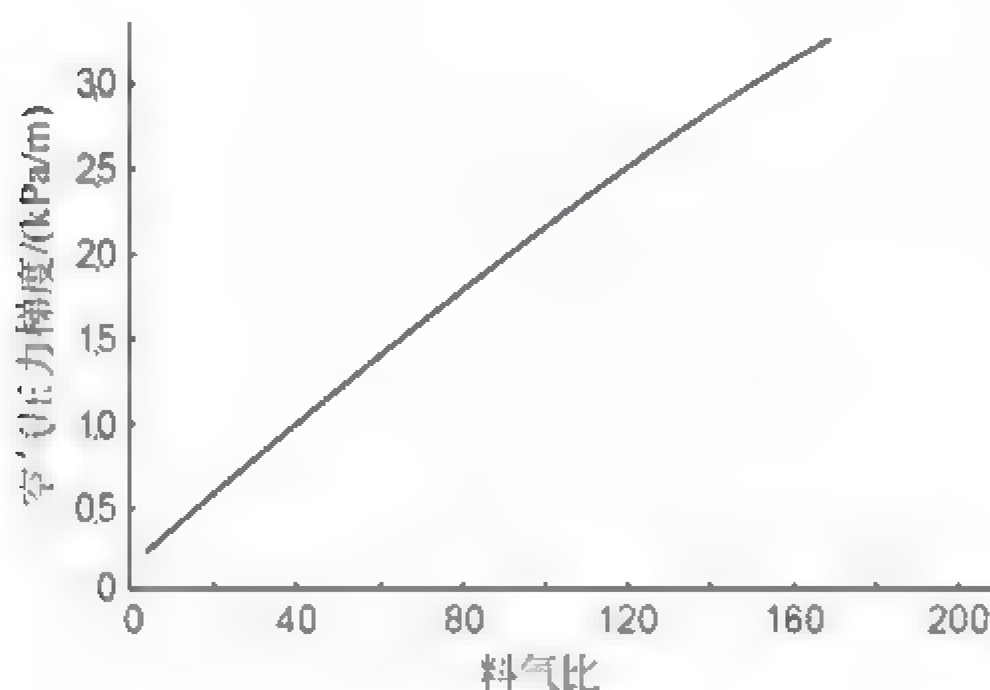


图23-3 料气比与输送管线中空气压力梯度的关系图

(2) 高压输送

高压输送指压力高于100kPa的气力输送系统。高压输送意味着不是密相输送,在物料具有适当特性的前提下,这也是其唯一的可能;其次,除非压力梯度足够高,才能克服输送距离导致的压力降。

23.2.3 气力输送系统组合形式及其选择

系统选择可参考图23-4,图中示出了通用单气源气力输送系统及其可能的组合,包括了开式和闭式的正压、真空,以及正负压组合系统。物料是通过高压和低压加料装置加入到输送管道中的。对于真空系统,由于工作压力的自然极限限制,气体需要量根据工作压力是采用高压还是低压来决定。

这些系统参考点在图23-5中的真空(负压)输送系统中列出。正压输送如图23-6所示。图23-7所示为典型的正压输送系统,图23-8所示为典型的负压输送系统,图23-9所示为从开放储料场取料的真空输送示意图,图23-10所示为正负压混合系统,图23-11所示为典型的真空正负压混合系统示意图。

针对图23-5和图23-6中的A,B,C,D各点,可以指出:

(1) 负压系统中,如果为了提高供料效率而在供气管路上的加料口处中设置辅助装置使得人为阻力增加,A点处的压力P_A将会略低于大气压力,B点和C点处的压力和温度将趋于一致。但是,如果在卸料斗的出料阀处出现空气泄漏,则C点处的空气流量可能会大于B点。

(2) 正压系统中,除非在加料装置处有压力损失,A点处的压力P_A总体上等于D点处的压力P_D,P_B和P_C大体等于当地的大气压力。如果在加料处出现泄漏,则A点处的空气流量将小于D点处的空气流量。

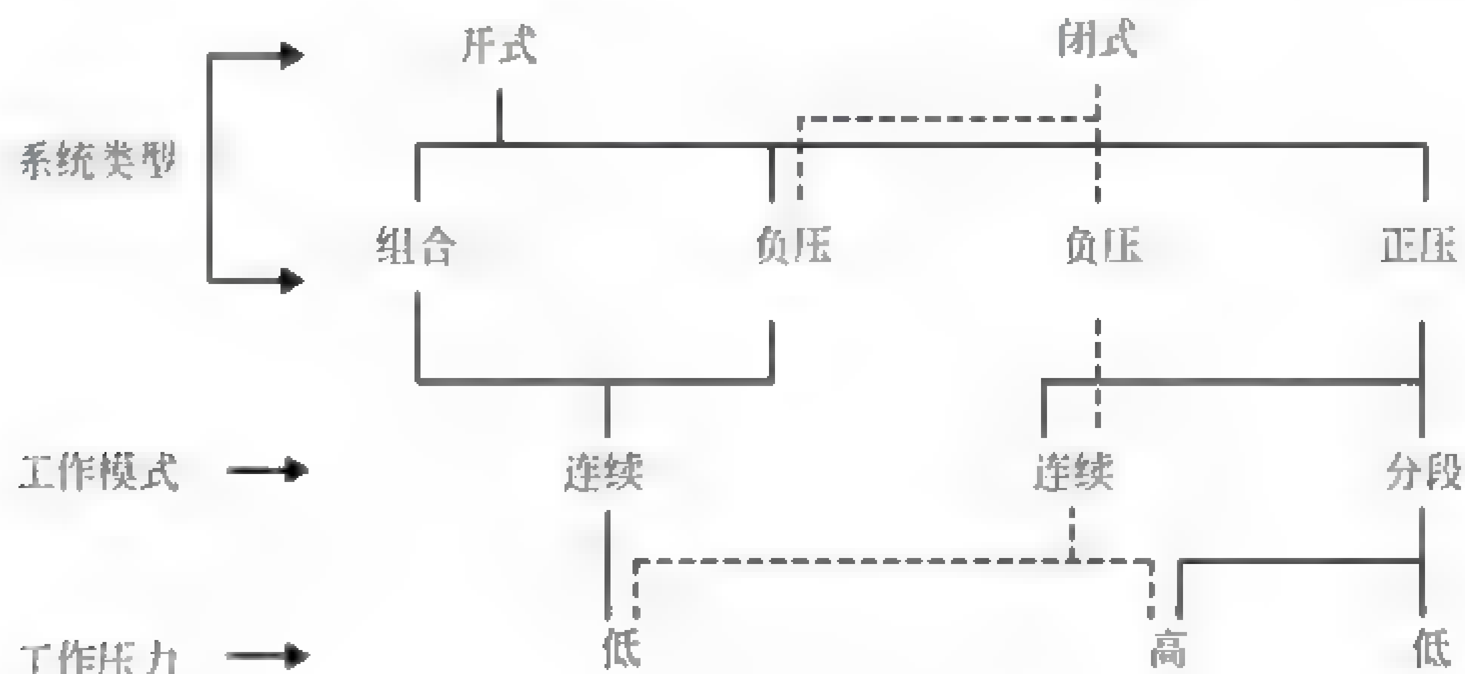


图23-4 通用单气源气力输送系统及其可能的组合范围

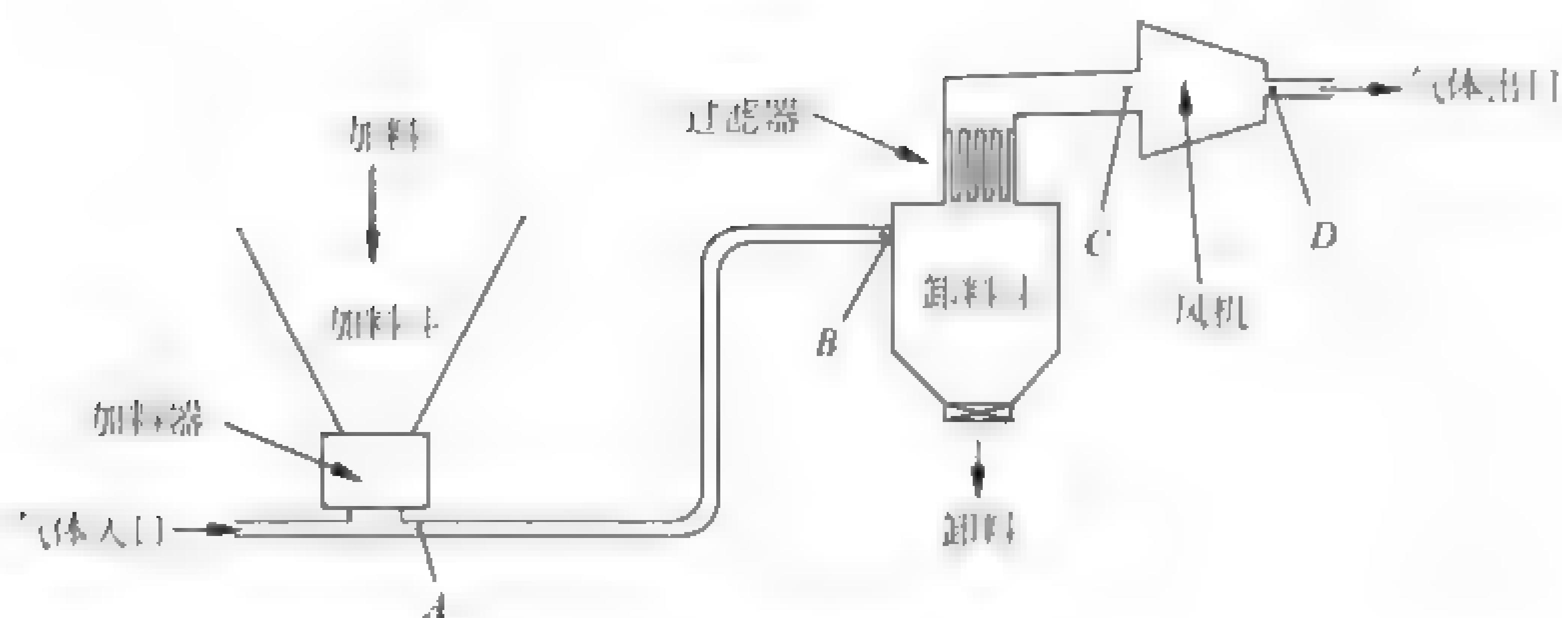


图 23-5　负压或真空输送系统

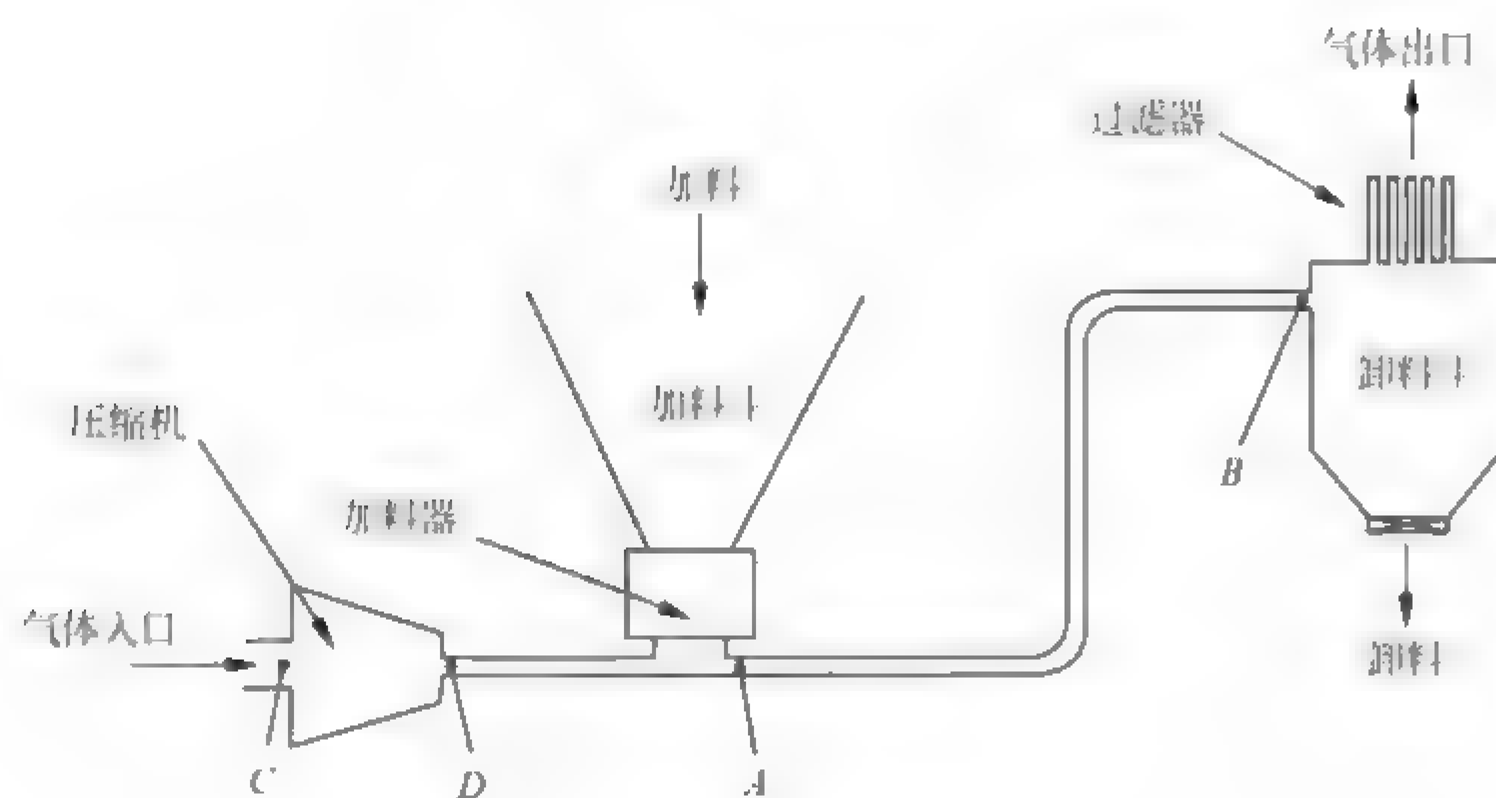


图 23-6　正压气力输送系统

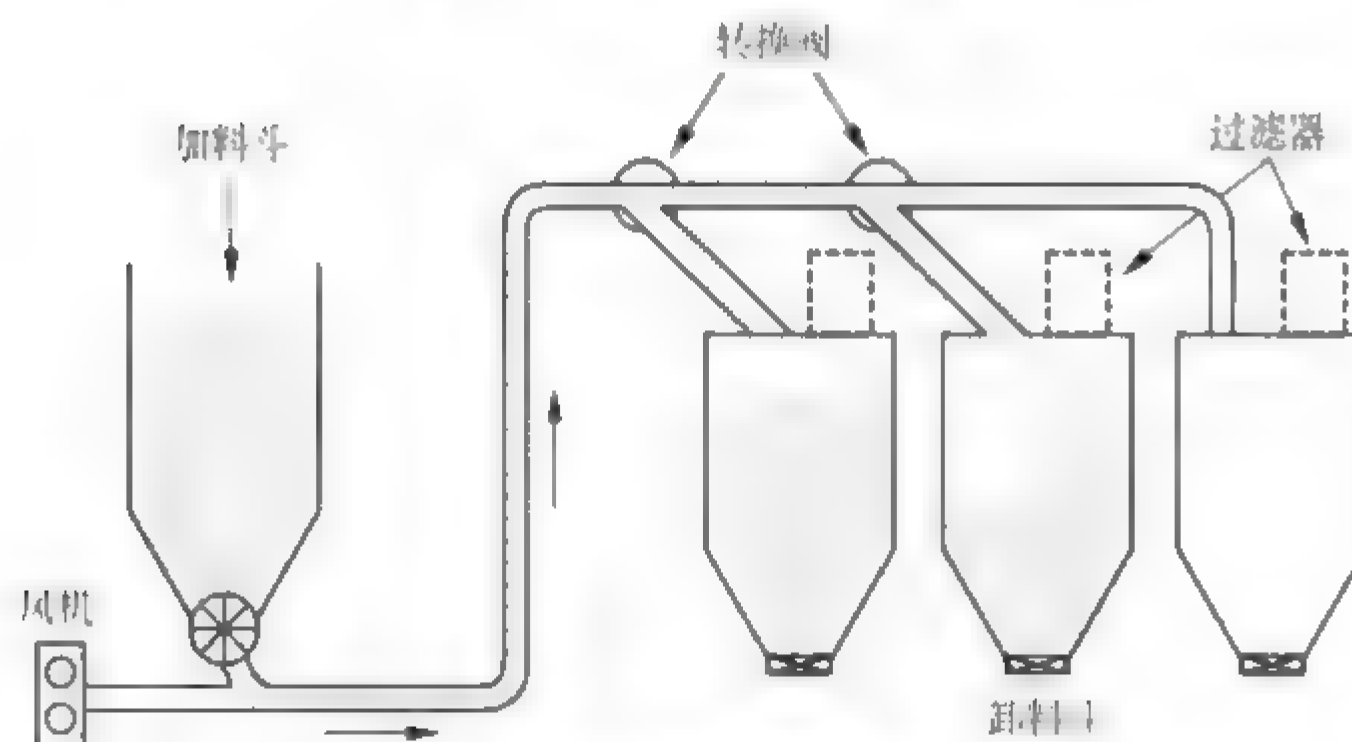


图 23-7　典型的正压输送系统示意图

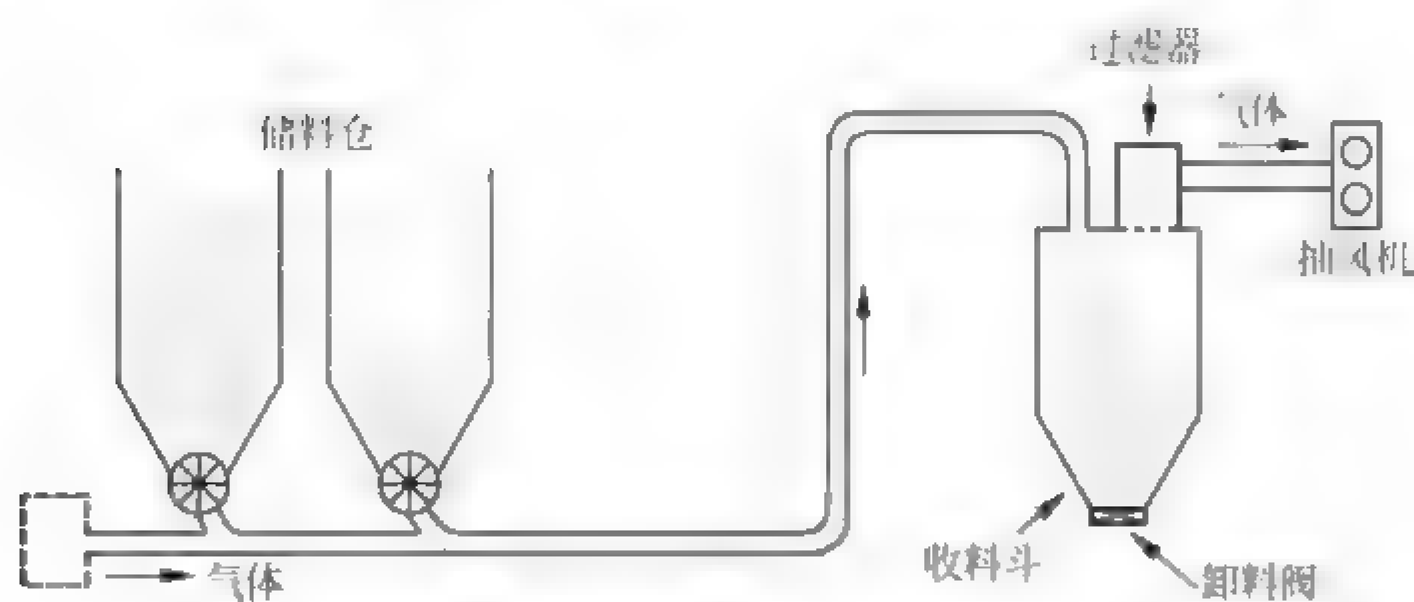


图 23-8　典型的负压输送系统示意图

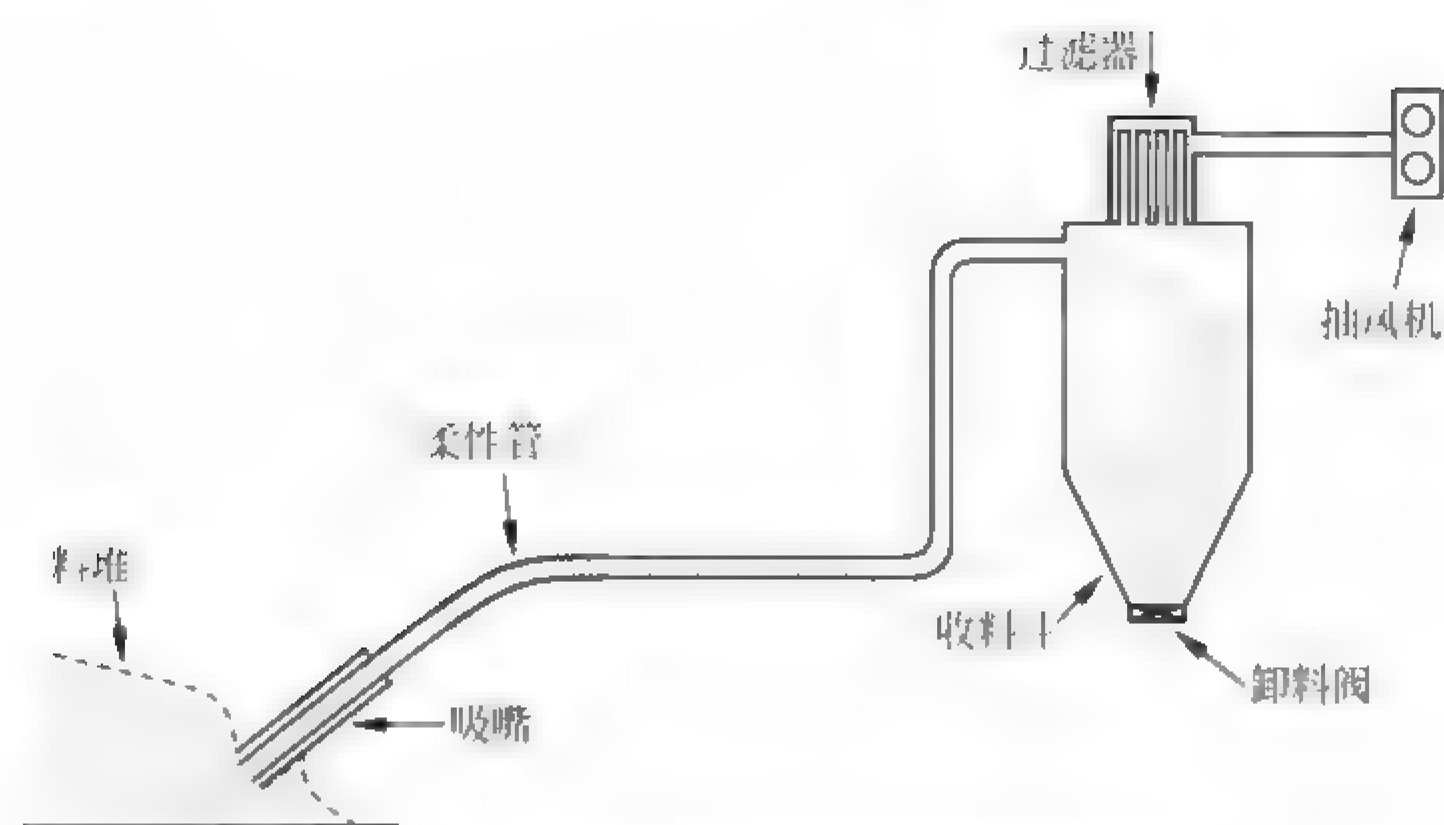


图 23-9　从开放储料场取料的真空输送示意图

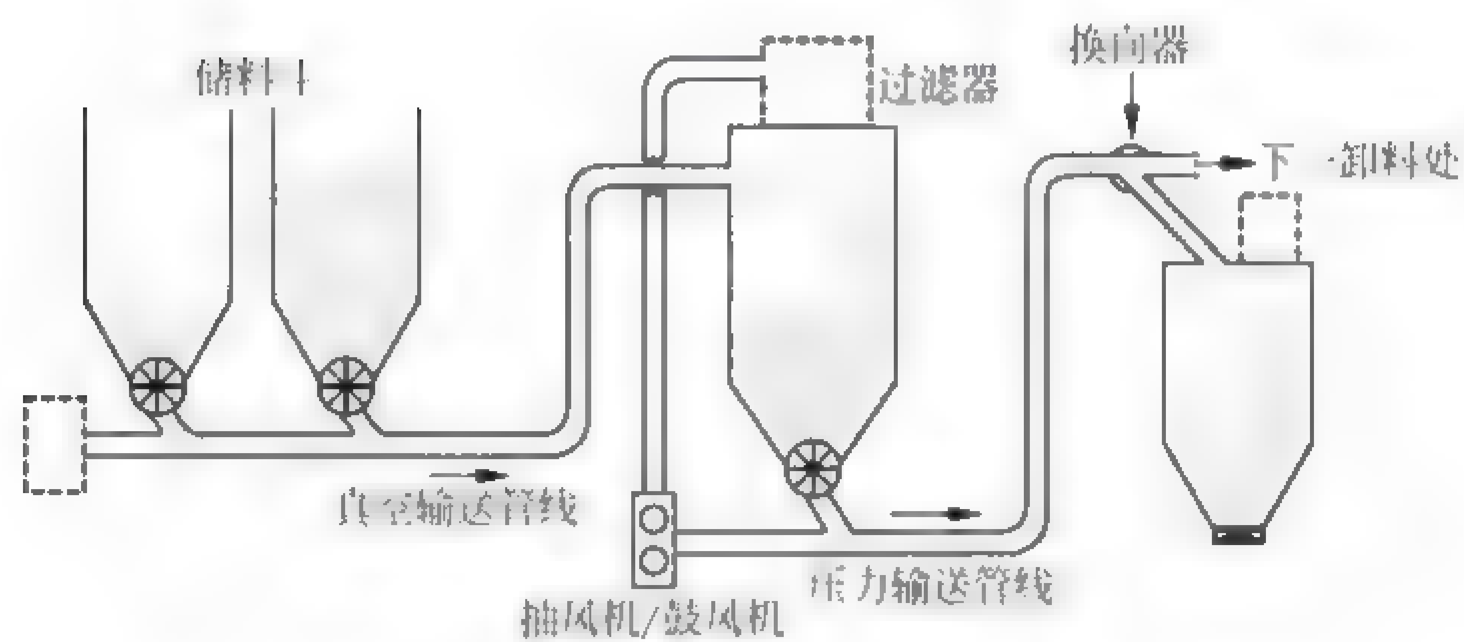


图 23-10　正负压混合系统示意图

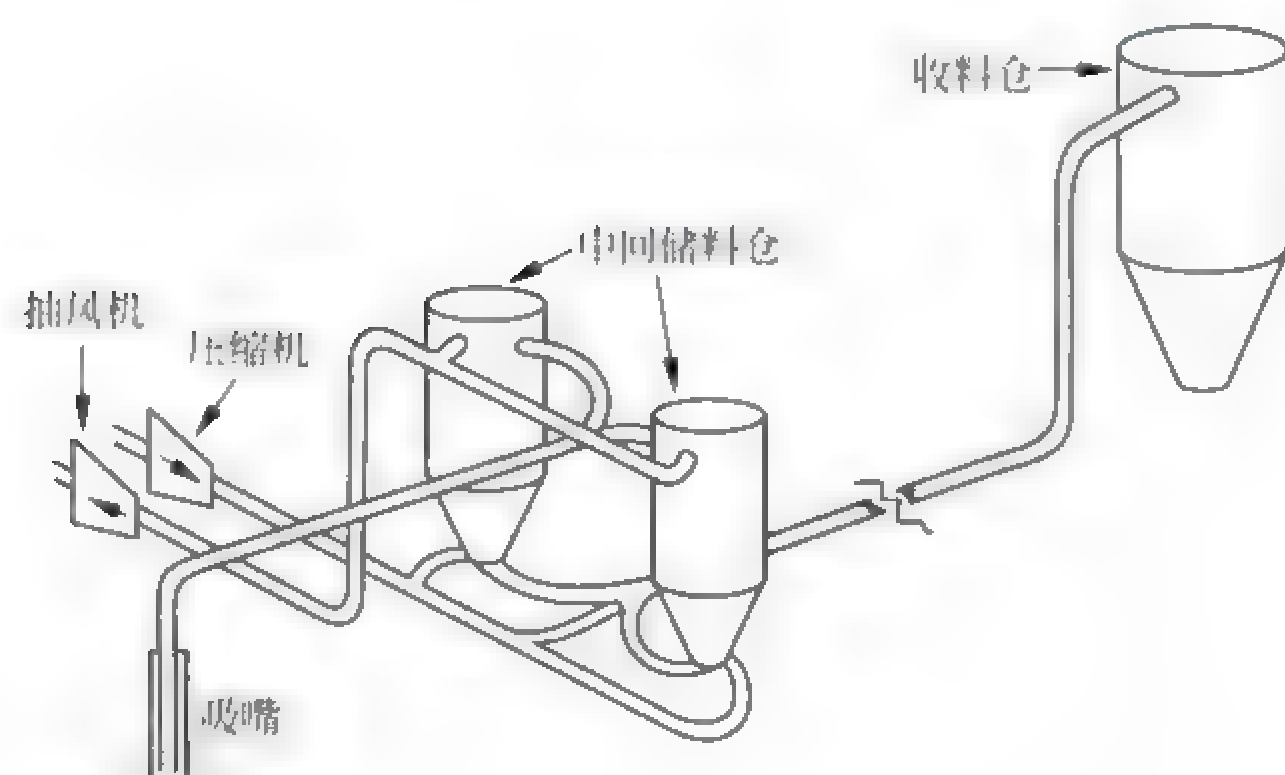


图 23-11　典型的真空正负压混合系统示意图

23.3　主要部件

气力输送系统由4个基本部分组成：气源设备、喂料装置、料气分离装置和输送管道。

23.3.1　气源设备

在气力输送系统中，气源设备处于核心地位，是最重要的设备。它提供的输送风量和压力有力地保证了系统的有效性和可靠性。由于气力输送的方式、使用的场所、输送距离和所需输送量，以及被输送物料的特性均不同，用于气力输送系统气源设备有多种类型，见图23-12。常用的有空气压缩机、罗茨鼓风机，罗茨真空泵、离心风机等。

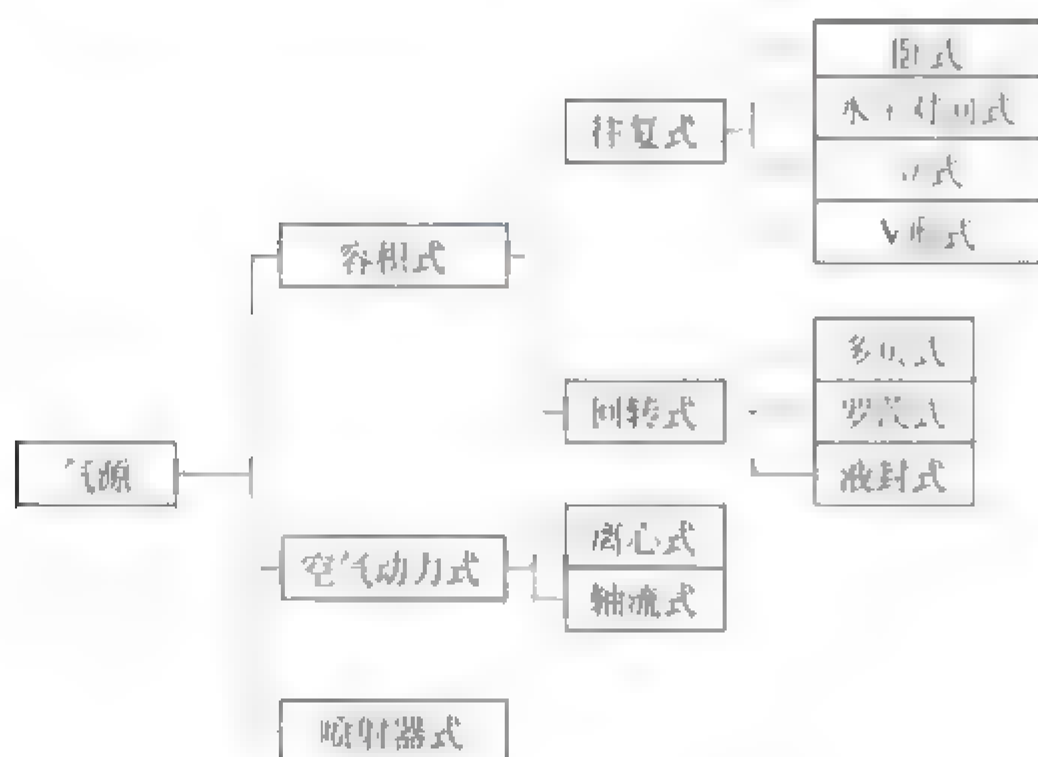


图23-12　气源设备分类

1. 空气动力式

此类气源机械的工作原理是叶轮旋转将电机的机械功传递给空气，使其获得动能，当气体在流动时动能又不断转化为空气的静压能，从而获得具有一定工作压力的空气。由图23-13可知，风机排出口压力稍微变化，将引起风量很大的变化。因此，若输送管路的阻力变大时，风机为了克服阻力损失，排出口的压力也会提高，致使风机的出口流量急剧减小，管道内物料的流动速度减慢，甚至会出现物料停滞、堵管的现象。所以，这类风机多用于低压、大风量的气力输送系统中。

离心通风机的工作原理为：叶轮在电机的带动下旋转，使叶轮进气口的气体由轴向流动

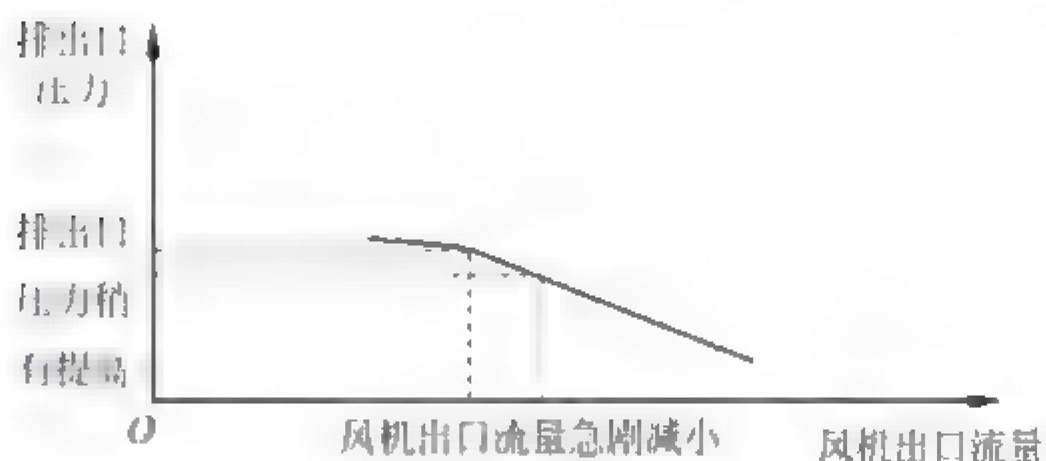


图23-13　空气动力式气源机械的特性曲线

转为径向流动。由于叶轮的高速旋转，进入叶轮的气体在叶轮中产生离心力，从叶片间的流道中流向叶轮出口，此时，叶轮中心处便形成一定的真空度，外界气体便被吸到叶轮入口处。由于叶轮是连续旋转的，空气也就持续地被吸入和压出。离心通风机分为低压、中压和高压三种，气力输送系统采用全压范围在3～15kPa的高压离心通风机。高压离心通风机与同一叶轮直径的中低压离心通风机比较，其外形特征为：叶轮和机壳的宽度较小，进出口尺寸也小；当转速相同时，产生的压力较高，但效率较采用径向弯曲叶片时低。

2. 容积式

容积式的气源机械主要有以下几种：罗茨鼓风机、水环真空泵、滑片式压缩机、螺杆压缩机和往复式压缩机。其特性曲线如图23-14所示，可以看出，即使排出口的压力有较大的变化，对风量的影响也不会很大。因此容积式气源机械适合于输送时压力损失变化大的系统。当压力损失增大时，不至于因风量大幅度减小而使输送风速减小、造成管道的堵塞。

罗茨鼓风机又称回转式、定容式风机。罗茨鼓风机主要由机壳、叶轮、轴、齿轮、侧盖、轴承等组成，按其结构又可分为立式和卧式两种。通常，罗茨形鼓风机有两个相互垂直的“8”字转子装在两根呈平行的主、从动轴上。当电机通过弹性联轴器带动风机的主动轴，并同时借助于一对作等速传动的直齿轮带动从动轴，使两个转子叶轮在机壳内以等角速度反向转动。其工作原理图见图23-15，它是通过两个“8”字形转子的转动，使进气侧工作室容积增大形成低压而进行吸气，出口侧工作室容积减小来压缩气体及输送气体。风机两个转子

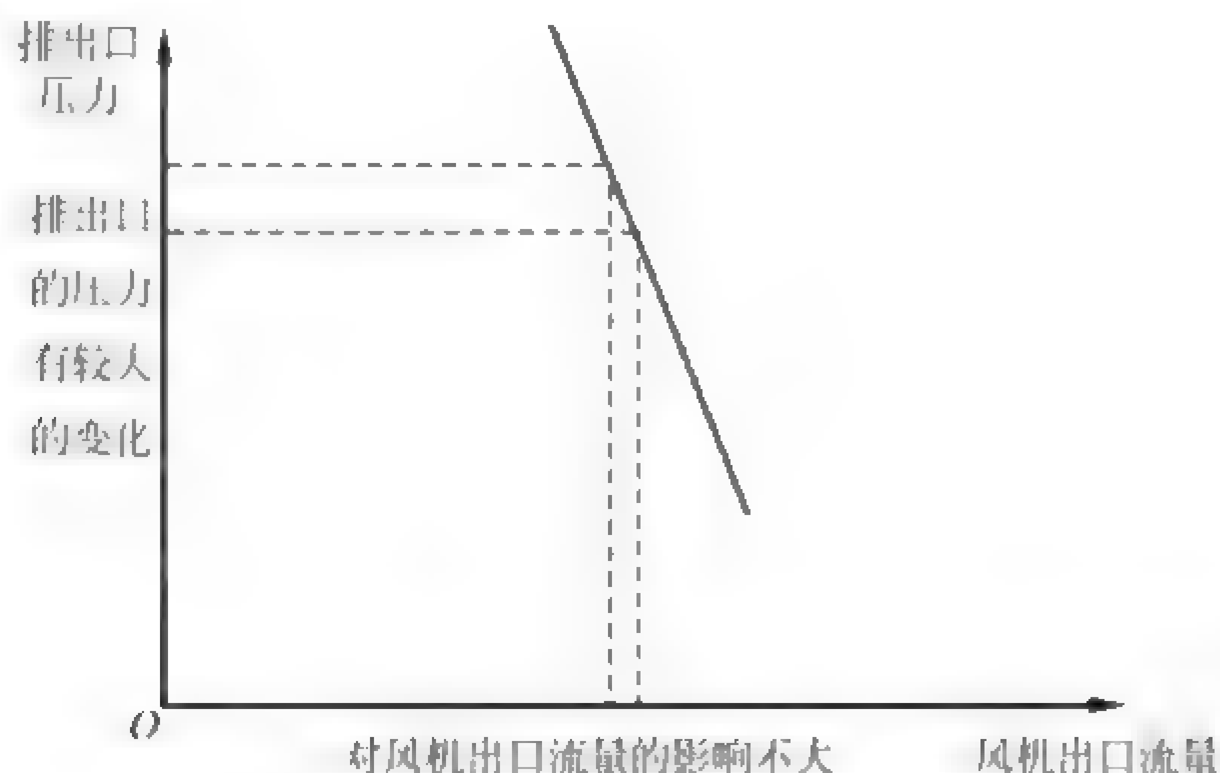


图 23-14 容积式气源机械的特性曲线

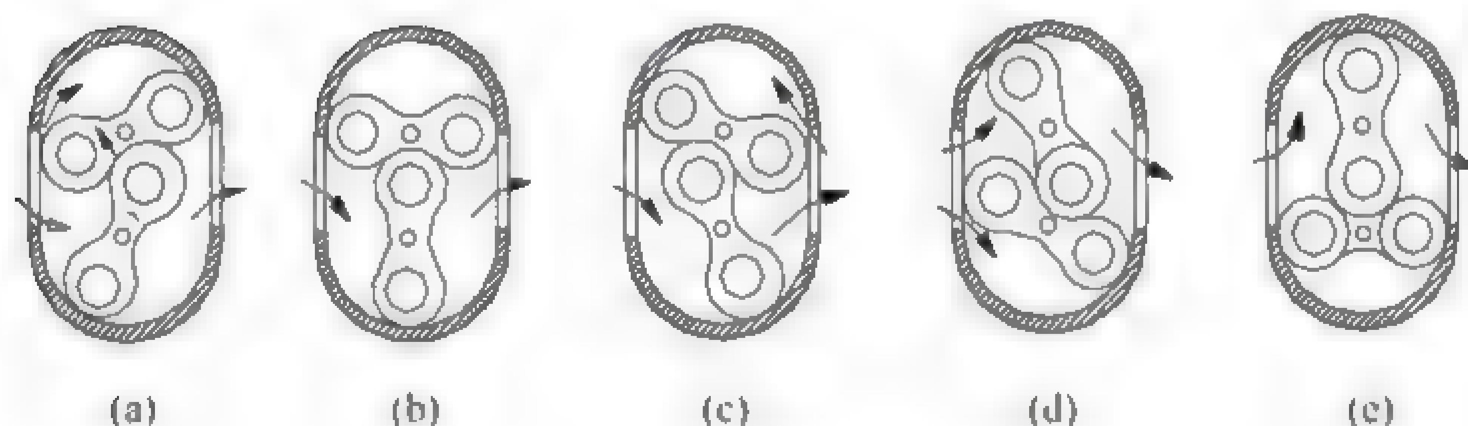


图 23-15 罗茨鼓风机工作原理

之间以及叶轮与机壳之间均保持相当的间隙，根据罗茨风机的大小，此间隙一般为 0.25～0.40mm。这样，一方面可以避免转子与转子之间和转子与机壳之间的摩擦；另一方面还可以保证输送风量，不致因间隙过大造成泄漏而影响风机的性能。

罗茨鼓风机的优点为：结构紧凑、管理简便、风压较大、效率较高。其风量随压力变化是硬特性，因此，尤其适用于气力输送的工况，并显著地表现出其流量的稳定性。为了提高风机流量的稳定性，降低风机运转时的空气动力噪声，三叶形罗茨风机在性能上又取得了进一步提高。图 23-16 所示为三叶形罗茨风机的结构及工作原理图。

23.3.2 供料装置

供料装置是气力输送系统的主要部件之一，用以将物料连续或间歇地供入输送管道。供料装置有各种不同的形式，其容量大小也不同。供料装置的选择对于系统的有效工作极为重要，一般在系统选定之后，供料装置的形式也基本确定。供料装置包括以下几种：

1. 吸嘴(图 23-17)

吸嘴是负压气力输送系统用到的供料装置。通过吸嘴可以将散装、堆放的物料吸送到输送系统中进行输送。当气源启动后，系统内产生一定的真空度，吸嘴周围的空气携带物料进入吸嘴中，另外还有一部分空气通过补风口进入，使物料按一定的料气混合比在管道中输送。

2. 容积式供料器(又称仓式泵)

容积式供料器是压送式气力输送系统的主要供料部件，它在一定压力下工作，并要求均匀供料和保证气密性。它又分为单仓泵和双仓泵两种，单仓泵只能间歇地供料输送，双仓泵则由两个单仓泵组合使用，交替工作来实现连续供料。

3. 旋转式连续供料器

旋转叶片式供料器应用广泛。在吸送式气力输送系统中用于分离器、吸尘器下部的卸料和卸灰；在压送式气力输送系统中用于输送端起始部的卸料。其特点为：

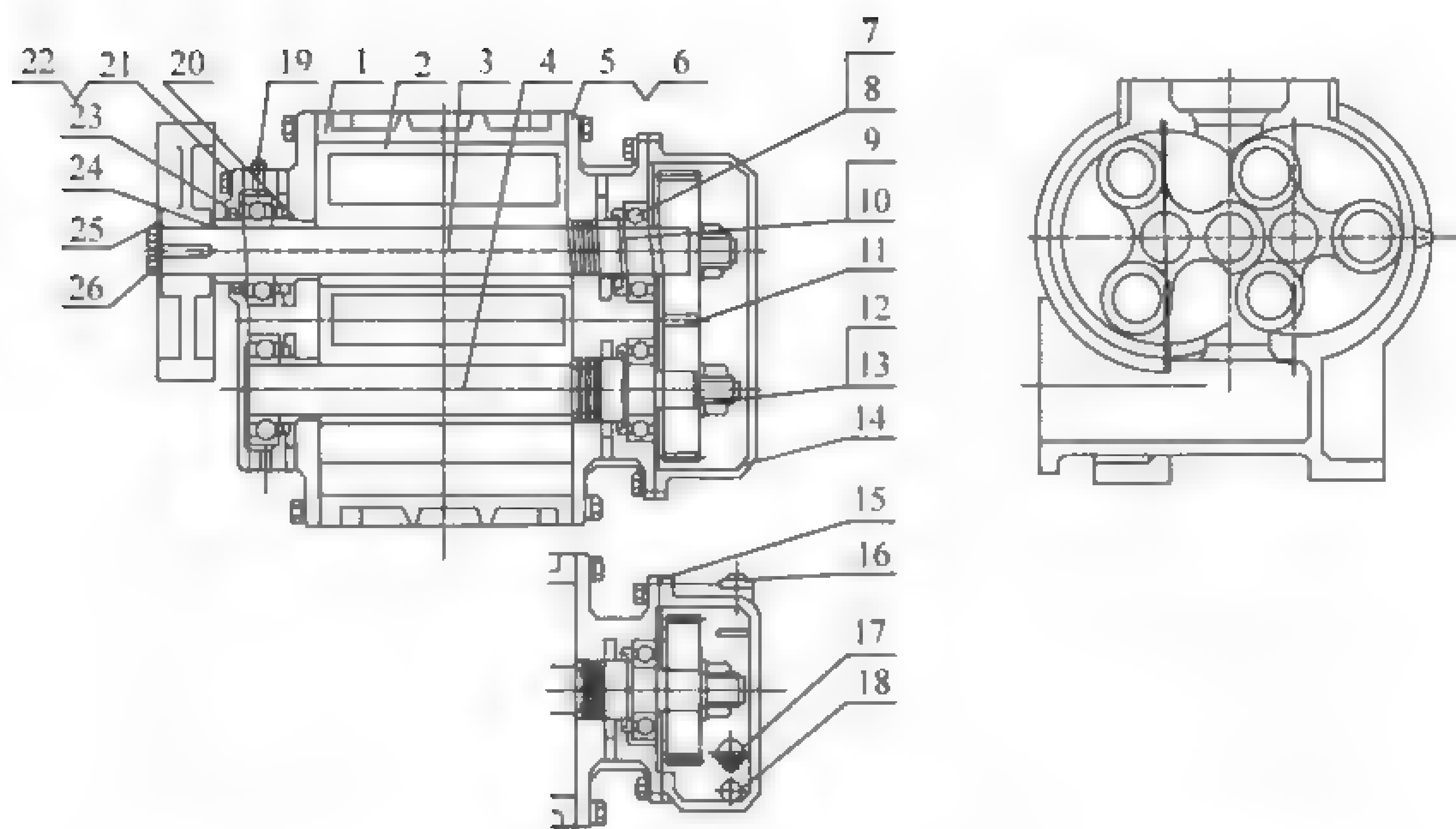


图 23-16 三叶形罗茨鼓风机的结构

1—机壳；2—叶轮；3—主动轮；4—从动轮；5—端盖(驱动轴)；6—端盖(齿轮侧)；7，8—轴承；9，10—密封圈；11—轴承套筒；12，13—轴承压盖；14—Z形密封圈；15—齿轮；16—齿轮止动垫圈；17—齿轮止动螺母；18—齿轮箱；19—轴套；20—带轮压盖；21—平键；22—放油塞；23—油标；24—排气塞；25—黄油嘴；26—齿轮箱密封圈

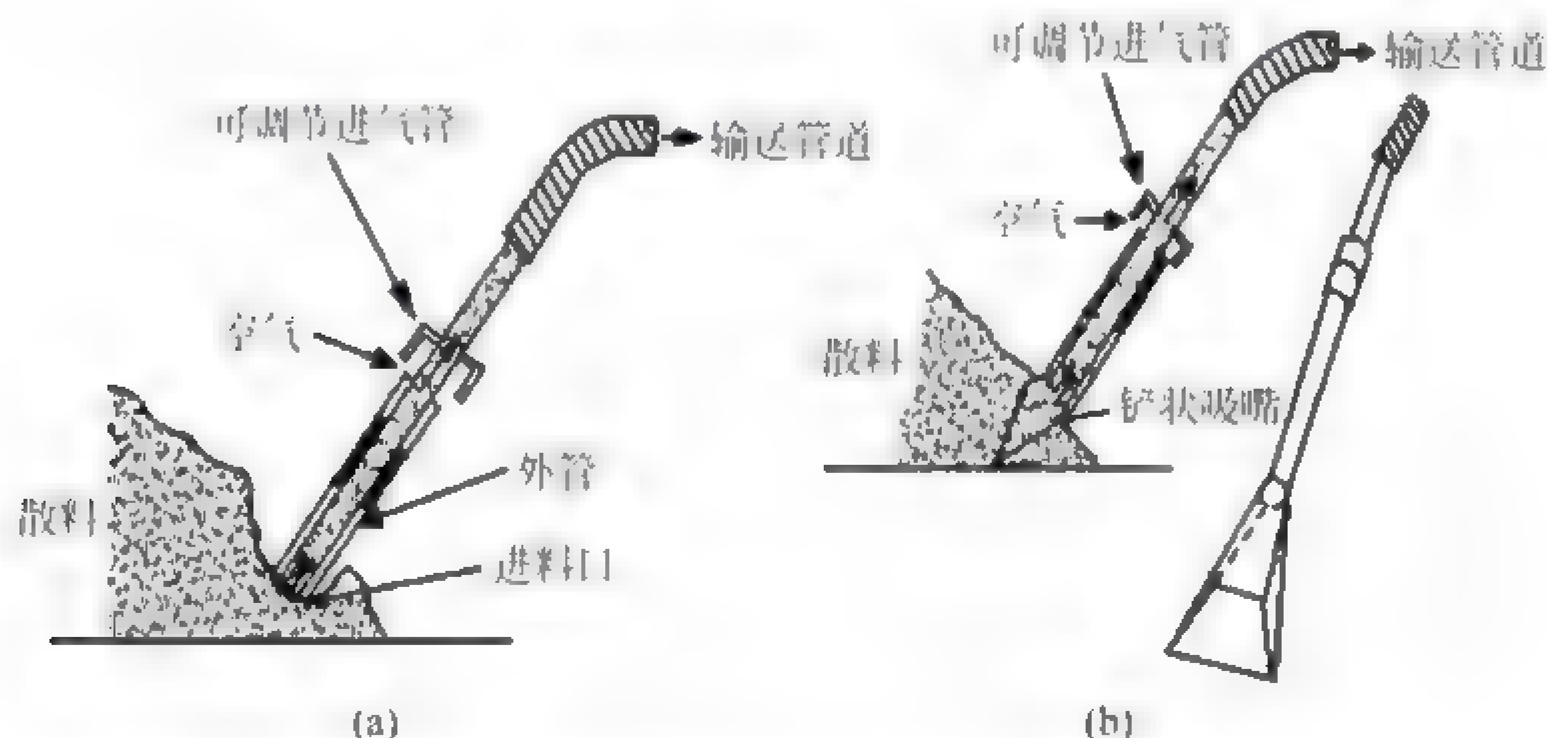


图 23-17 普通吸嘴和带铲除装置的吸嘴

(1) 结构较简单，使用维护方便；

(2) 结构较紧凑，外形尺寸小安装空间小；

(3) 转速可调节，易于改变供料量；

(4) 随物料特性的改变和上部分分离器等装置中存料量的变化，其卸料量变化甚微；

(5) 具有一定的气密性；

(6) 几乎不会造成物料破损。

它一般适用于流动性较好、磨琢性较小和温度小于300℃的粉粒料和小块状物料的输送。转子叶片外端的圆周速度在一定的数值范围内时，供料器的能力大致与转子的转速成正比；而当圆周速度超过该数值时，供料器能力随转速的增加而减少。

除上述形式以外，还有螺旋式输送泵、喷射式供料器等类型。

23.3.3 物料分离和收尘装置

在气力输送系统中，分离和收尘装置设置在输送管的末端，将被输送的物料从输送气流中分离出来。通过气固分离器后，绝大部分物

料被分离器集收下来，但仍可能有极少部分的细粉料尘被空气从分离器出口带出。为防止大气污染及收集有用粉料，应使这部分含尘气流进入除尘器进行第二次分离。因此，气力输送系统中的气固分离器和除尘器是串联使用的。

按分离的作用力不同，气固分离器可分为重力式、惯性式和离心式。除尘器主要有干式、湿式过滤式。

1. 物料分离器

1）重力式分离器（又称容积式分离器）

图 23-18 所示为重力式分离器简图。气固两相流进入分离器，利用容器有效截面的突然扩大，使上升的输送气流速度大大地减小，从而失去对物料的携带能力，物料靠自重沉降而分离下落。在气力输送系统中，作为分离器的首级，其入口料气混合比是很高的，而分离器的主要功能就是将被输送的大部分粗颗粒物料分离出来。

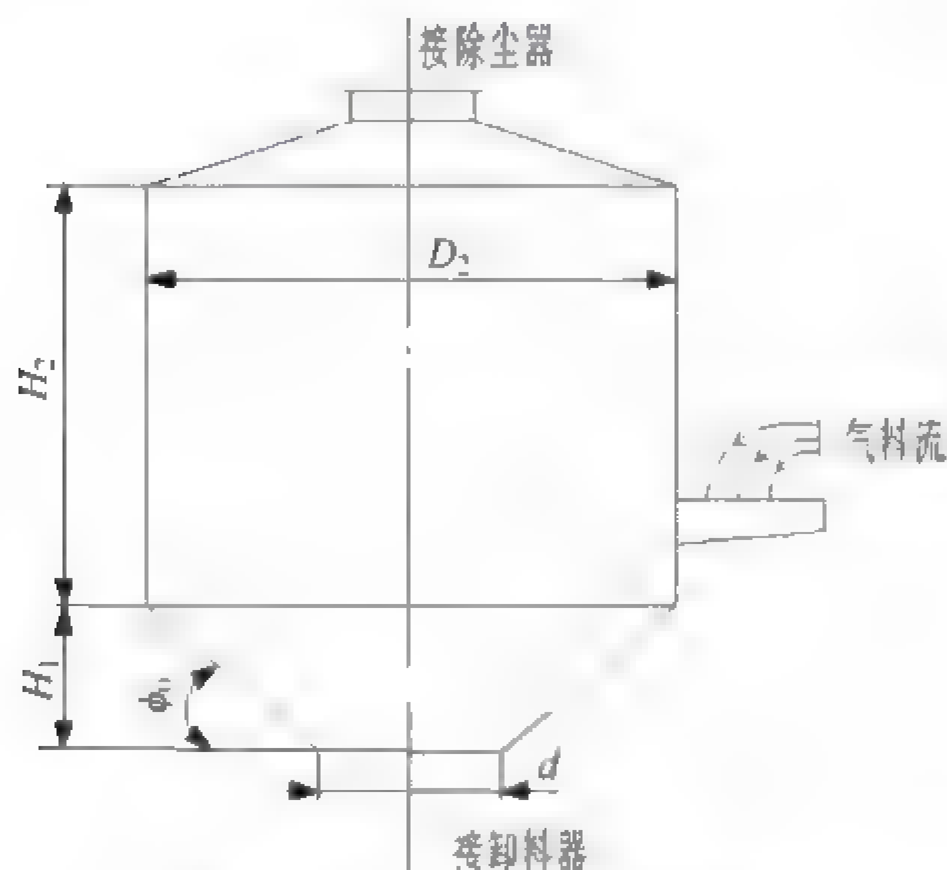


图 23-18　重力式分离器简图

2）惯性分离器

惯性分离器如图 23-19 所示，它实际上是一段带分离卸料斗的弯曲输料管。这种分离器适用于较大的颗粒和不怕破碎的物料，因颗粒越大，在输料管中所获得的动能越大，惯性也越大。其构造简单，但对细小的物料颗粒分离不干净。

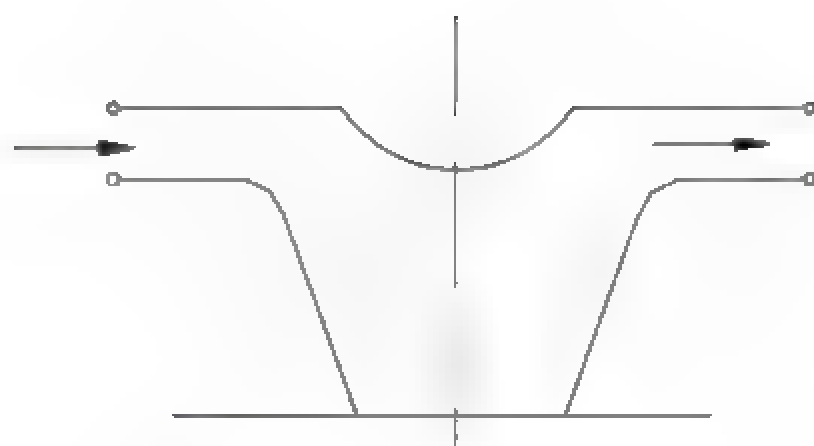


图 23-19　惯性分离器简图

3）离心式分离器

图 23-20 所示为离心式分离器的工作原理图，它是利用离心力使物料从空气中分离出来。由于其尺寸较小、结构紧凑、容易制造、分离效率较高（一般在 80%以上甚至可达 99%）、压力损失较小（一般在 0.20～1.0kPa），而被广泛应用。

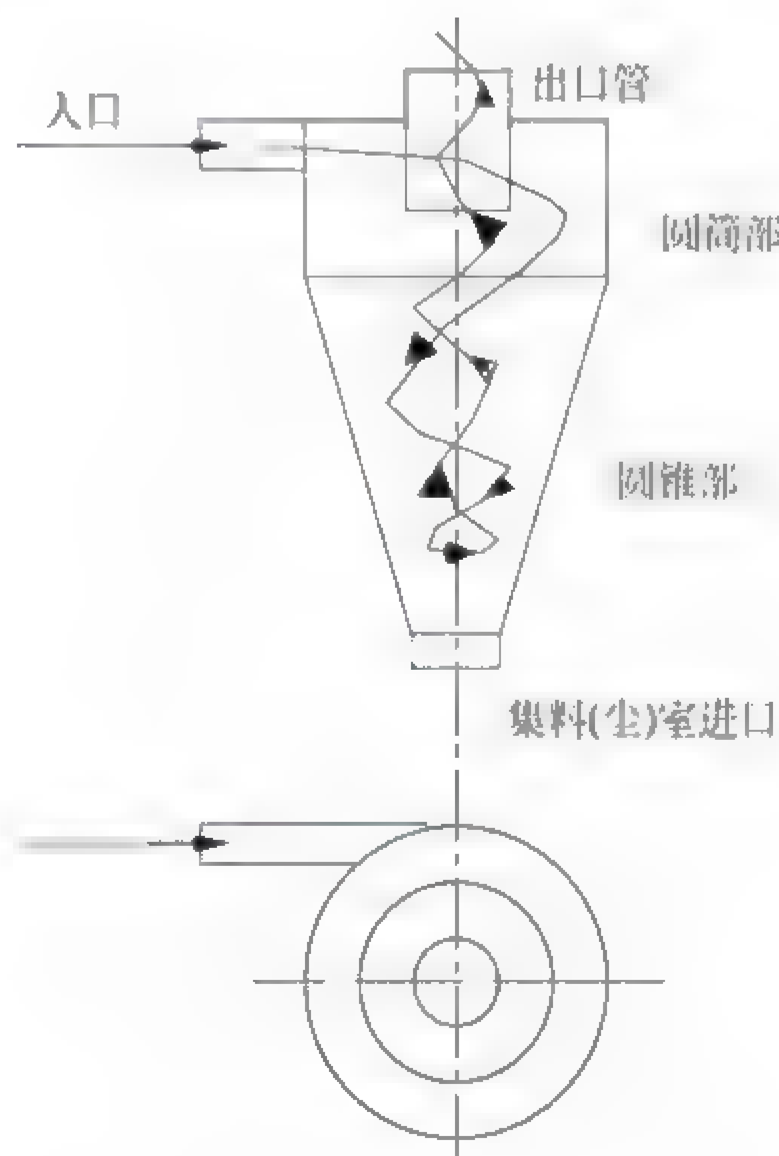


图 23-20　离心式分离器的工作原理

2. 除尘器

1）干式除尘器

离心式分离器同样可以作为除尘器用，只是在作为除尘器用时，其下部所设卸料口尺寸较小。对粒度小于 20μm 的粉尘，除尘效率可达 90%；对小于 40μm 的粉尘，除尘效率可达 99%。

采用扩散式旋风除尘器，对 2～5μm 的粉料，除尘效率可为 95%～99%，进口的风速可选为 14～20m/s。袋滤器除尘效率高，可达 99%以上，适用于粒度小于 10μm 的粉尘状物料，但不宜过滤有黏性的粉尘。袋滤器的过滤

材料有天然纤维、合成纤维和无机纤维等。

2）湿式除尘器

湿式除尘器有泡沫除尘器、自励式除尘器、卧式旋风水浴除尘器、文丘里洗涤器等形式。

23.3.4　输送管道

输送管道可分为单管输送和辅管输送两种形式。

单管输送主要用于稀相悬浮式气力输送，由于其能耗大、不能保证物料较低的破碎率，应用范围较窄。而辅管输送克服了单管输送能力低、能耗高、破碎率大的缺点，并且能很好地控制气体的体积流量和物料的输送速度，实现密相气力输送，从而得到广泛应用。

根据辅管所在位置的不同又可分为辅管在主输送管道内部的内旁通管输送和辅管在主输送管道外部的外旁通管输送。内旁通管输送可以根据输送过程中物料的输送状态自动向主输送管道供气，这种补气方式可以用在粉煤灰等黏附性较小的物料输送上，但在实际生产中却很少用到。另外，根据辅管数量的不同，外旁通管输送又可分为单辅管输送和双辅管输送。其中单辅管输送根据辅管进气是否可控又分为非可控旁通管输送和可控旁通管输送两种形式。输送管道分类见图 23-21。

1. 非可控旁通管输送

非可控旁通管输送系统，其外置的旁通管通过装有空气助推器的连通管和主输送管道单向连通，始终向主输送管道内补气，如图 23-22 所示。当由于输送物料的沉积造成主输送管道内压力升高时，旁通管内的高压气体会自动喷入主输送管道中压力升高位置的后部，将沉积的物料稀释疏通。然而，采用非可控旁通管输送的能耗较高。

2. 可控旁通管输送

可控旁通管输送系统的主输送管道上安装有压力传感器等测压元件，旁通管是否向主输送管道内补气是由压力传感器所测的压力决定的，其结构如图 23-23 所示。此系统可以输送炭黑等黏附性较大的物料。

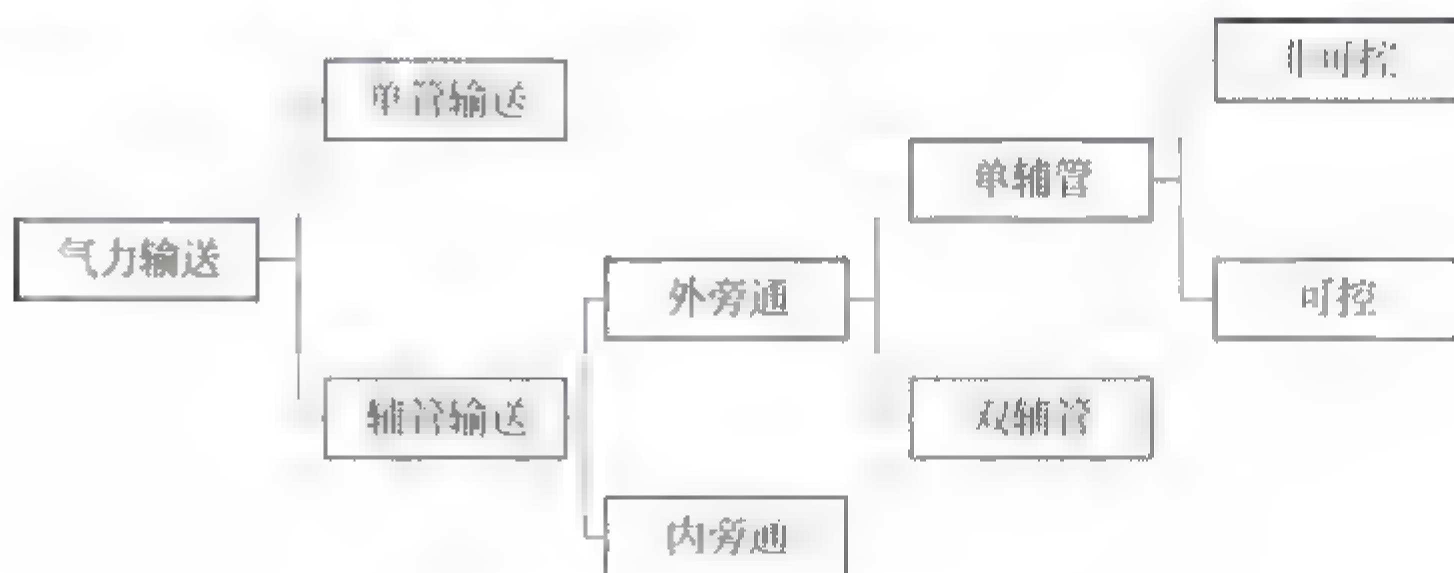


图 23-21　输送管道分类

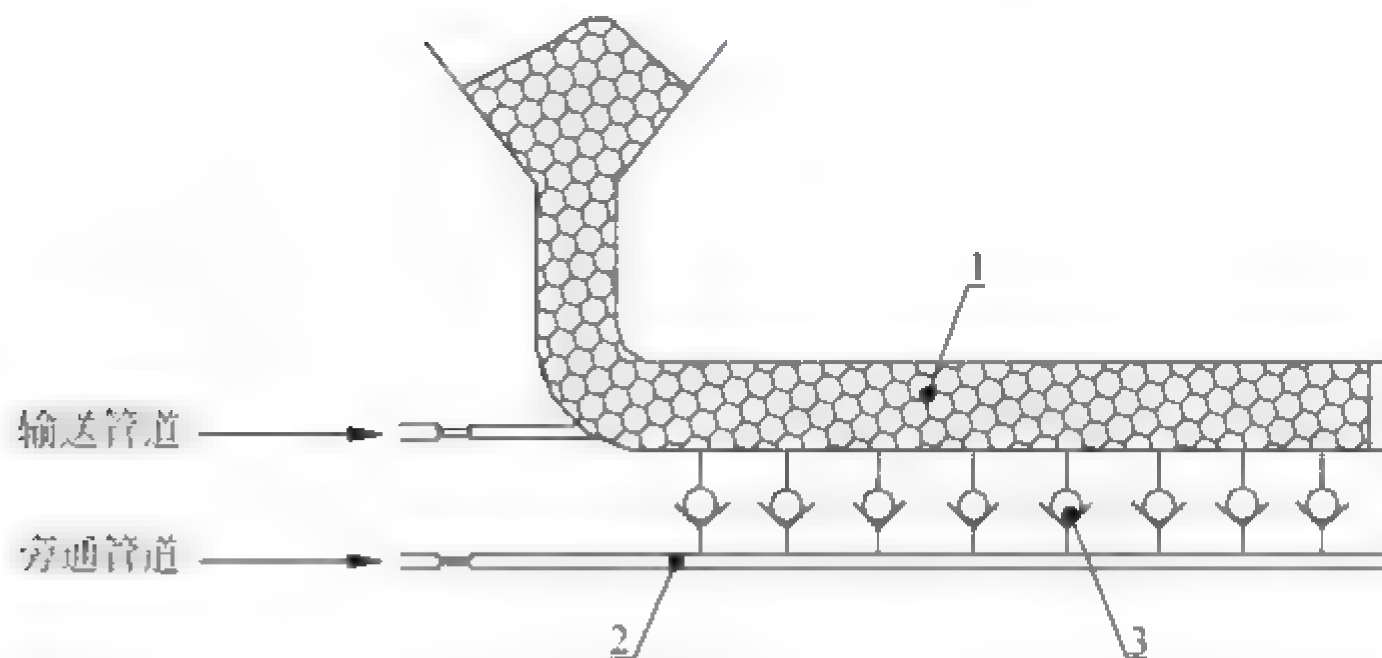


图 23-22　非可控式旁通管结构图

1—主输送管；2—旁通管；3—空气助推器

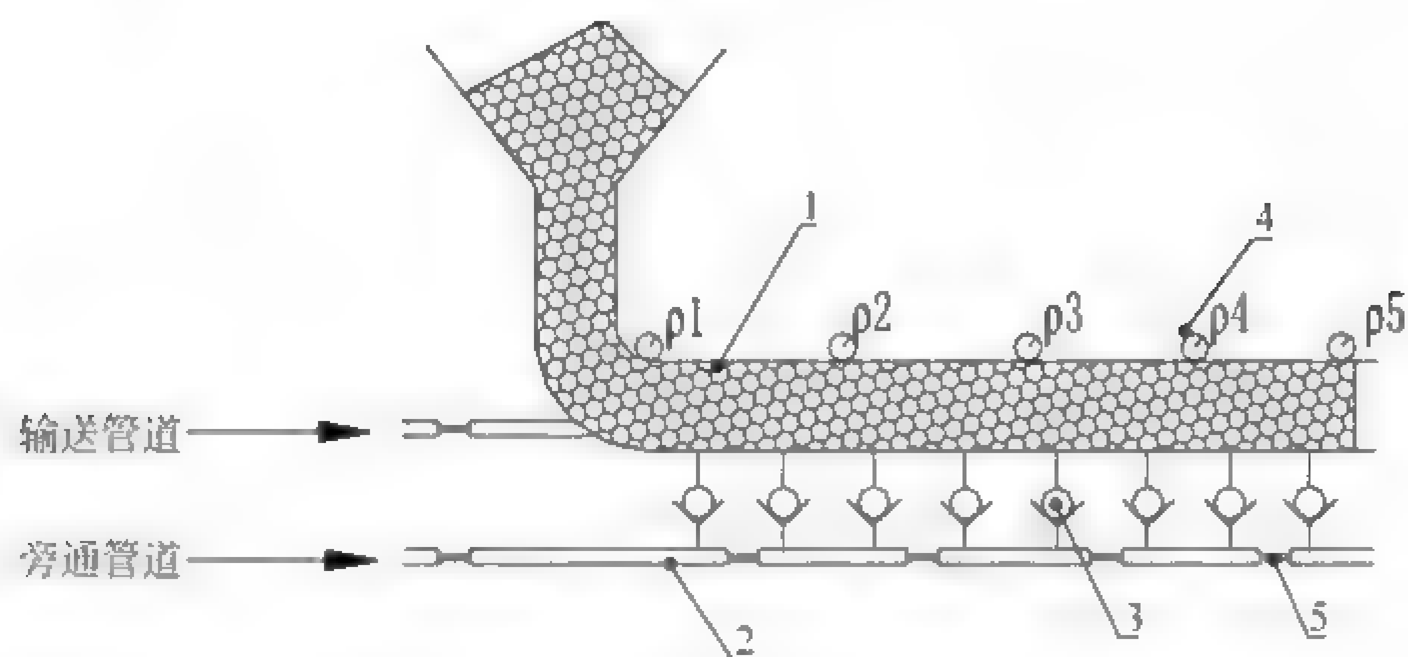


图 23-23　可控旁通管输送管道的结构

1—主输送管；2—旁通管；3—空气助推器；4—压力传感器；5—气动截止阀

3. 双辅管输送

双辅管输送系统的辅管和主输送管之间通过过滤喷嘴、单向阀、PU 管等连接。在主输送管道上隔一段距离设置一个压力监测点，根据管道内压力的变化控制开启辅管上对应的阀门，从而能够提高输送效率，减少耗气量，缩短输送时间和实现远距离输送。图 23-24 所示为输送炭黑的双辅管密相气力输送系统，此系统在辅管上安装减压阀可调节输送气量和速度，以实现对不同物料的最佳输送。

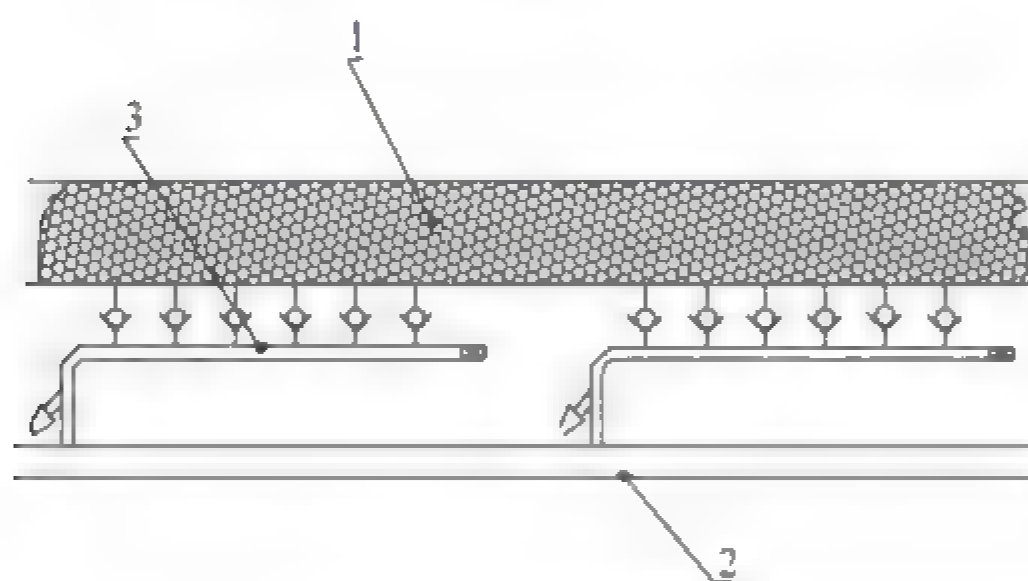


图 23-24　双辅管结构图

1—主输送管道；2—辅管 A；3—辅管 B

23.4　选型计算

23.4.1　总体设计

1. 设计计算依据

在设计气力输送装置时，首先按装置设置的目的，将被输送的物料、输送量和输送的距离（水平、垂直、相当 90°的弯管数量等，按照系统的走向配置，做多种方案分析比较再择定）等主要参数确定下来。同时，应考虑以下内容。

(1) 物料的特性：主要包括粒度和粒度分布、形状、堆积密度、密实密度、流动性、悬浮速度、摩擦角、水分、破碎性、腐蚀性、静电效应、磨琢性、吸湿性、有无毒性、放射性等。

(2) 输送方式选择：正确选择输送方式、装置的类型就必须对所输送物料的特性、生产工艺要求、输送效率和经济性等加以综合考虑，其中对物料特性的考虑是首要的。物料特性不仅直接支配装置的使用，而且还影响装置的设计和结构方面。

(3) 输送能力：包括昼夜输送能力、供料变动率、最大和最小的瞬间输送量。

(4) 连续工作时间：对输送高温的物料装置或化学工程装置、设备的强度和耐久性与高温状态的连续工作时间有关。

(5) 许用的中间停止时间：由于这段时间与物料的固结和结露有关，对一些工程来说，输送装置前后工艺设备的连接情况就决定并限制了中间停止时间的长短。

(6) 安装地点的情况：包括码头、仓库、厂房结构、地面的承载能力、装置的修理、保养条件等。

(7) 电源条件：包括供电电压、频率、电压波动等对环境噪声、粉尘的排放等限制要求。

(8) 装置运转管理条件：包括是否自动控制、遥控、系统联锁、监视等。

2. 主要参数的确定

1) 输送能力

根据原始资料的分析和计算，给出输送线

的平均昼夜输送能力 G_d，则系统输送能力为

$$G=\frac{G_d K_1 K_2}{t} \tag{23-1}$$

式中：K_1 ——供料不均匀系数，如物料通过供料器或其他发送机械供料，则取1.15，对于均匀供料取1.00；

K_2 ——考虑远景发展的系数，取1.00～1.25；

t ——装置一昼夜实际工作小时数，h。

2）混合比

混合比也称为料气比，是物料的质量流量与输送用空气的质量流量之比，如下式所示：

$$\lambda=\frac{\dot{m}_p}{3.6\,\dot{m}_a} \tag{23-2}$$

式中：λ——混合比，是一个无量纲量；

$\dot{m}_p$——物料的质量流量，t/h；

$\dot{m}_a$——输送用空气的质量流量，kg/s。

混合比 λ 用来描述输送管道中气固两相流的特性，其他的相关术语还有相密度、质量比和质量流量比等。这些无量纲量很有用，其值不随输送气体的压力变化而变化，而且在整个管线中保持恒定不变。

混合比大有利于增大输送能力，所需的空气量小，单位能耗较低，并且所用的管径、分离器、除尘设备均较小。但混合比过大，输送管易发生堵塞，管路中压损增大，要求使用高压气源设备。设计时应参考已有的经验来选定合适的混合比，有时要反复试算后才能确定。一般低真空吸送装置使用的混合比范围在1～10之间，高真空输送大致在10～40之间。

3）空气流量

输料管起始段输送物料所需的空气流量 Q_a 可按下式计算：

$$Q_a=\frac{1000gG}{60\lambda\gamma_3}=\frac{163.5G}{\lambda\gamma_3} \tag{23-3}$$

式中：g——重力加速度；

G——输送能力，t/h；

λ ——混合比；

γ_3 ——标准状态下的空气重度，$\gamma_3=11.77\ \mathrm{N/m^3}$。

4）悬浮速度

使物体颗粒群在垂直管中处于悬浮状态所需要的最小气流速度，即为该物料的悬浮速度。它集中反映了被输送物料的主要物理特性，是颗粒动力学的最基本性质。它在悬浮式气力吸送系统的设计计算中是具有重要实用意义的原始参数。

悬浮速度的值主要与两相流的混合比，物料的密度、粒度、形状、表面状态以及输料管直径、空气密度等有关，凭公式计算难以获得准确的数据。因此，在实际设计中通常通过试验测定。

5）气力输送散料时压力损失计算

气力输送过程中沿程压力损失主要包括：

(1) 空气和物料混合物在水平输料管中运动所引起的压力损失；

(2) 在垂直输料管中引起的压力损失；

(3) 弯管中的压力损失；

(4) 物料启动的压力损失。

23.4.2　主要部件设计及选型

1. 选用气源的标准

作为气力输送系统的气源，应考虑以下几方面：

(1) 根据输送的条件，充分满足所需的风量、风压要求。由于所输送物料特性的变化、环境气候和湿度的变化，以及所使用设备的损耗，会使系统功能下降。为此，在选用气源时，根据设计计算的风量 Q_a 和压力 p，考虑一定的裕量，有

$Q_a'=(1.05\sim1.15)Q_a$，$p'=(1.02\sim1.08)p$

则气源所需的功率 E_L 为

$$E_L=\frac{Q_a'p'}{60\times1000\eta} \tag{23-4}$$

式中：Q_a'——设计计算风量，$\mathrm{m^3/min}$；

p'——设计计算压力；

E_L ——气源所需的功率，kW；

η——电动机和其他传动装置的效率，一般取0.6～0.75。

(2) 气源随压力的变化，风量也会随之变化。实际上，气力输送过程中的大多压力呈变

化状态，并由压力的变化引起风量激烈地变化。在管内速度下降时会造成管道的堵塞；而管内速度的上升则会增加输送所需的压力，加快管道的磨损和物料的破碎。由于系统的工作范围很宽，一般输送时所需的压力为纯气流输送时的数倍以上，为此要保证电动机不会过载。

(3) 对灰尘的敏感性要小。在吹送式气力输送，或用于石化企业中用氮气的循环型气力输送系统中，虽有充分的除尘和收尘考虑，但还有小的粉尘进入气源设备的可能，这时应保证设备不发生故障。

(4) 对压送用的气源设备应尽可能减少排气中的油分和水分。

(5) 设备系统要持久耐用、运转可靠。

(6) 需综合考虑所使用输送介质的种类和性质、温度、湿度、腐蚀性、吸入压力、润滑条件、有毒性等。

(7) 考虑安装的场所地基的承载能力、面积、高度限制、周围温度、进出安装条件等。

(8) 考虑电源的种类、柴油机的种类、电压、频率以及电压的波动情况等。

(9) 运管控制和监视，包括自动控制、遥控、实时控制。

(10) 冷却条件包括工业用水、清水、河水、循环水及其温度。

(11) 环境要求包括噪声的限制等。

2. 容积式分离器的主要尺寸

(1) 分离器筒体内径：

$$D_s = 1.13\sqrt{\frac{Q_s}{R_1 v_t}} \tag{23-5}$$

式中：Q_s——通过分离器的风量，m^3/min；

R_1——系数，$R_1=0.03\sim0.05$，易扬尘的物料取小值，不易扬尘的物料取大值；

v_t——悬浮速度，m/s。

(2) 分离器筒体部分的高度：

$$H_c = R_2 D_s \tag{23-6}$$

式中：H_c——筒体部分高度，m；

R_2——系数，大于3mm的粗粒物料取1.0～1.5，0.5～3mm的中等颗粒物料取1.3～1.8，小于0.5mm的细粒物料取1.5～2.0。

(3) 分离器锥体部分高度：

$$H_t = \frac{D_s - d}{2}\tan\varphi_0 \tag{23-7}$$

式中：H_t——锥体部分高度，m；

d——下部排料口直径，m；

φ_0——锥体部分的倾角，(°)。

(4) 容积式分离器的压力损失 $\Delta p_{分离}$：

$$\Delta p_{分离} = \xi\frac{\rho_{cs} v_{as}^2}{2}(1+\lambda k) \tag{23-8}$$

式中：$\Delta p_{分离}$——容积式分离器的压力损失；

ξ——容积式分离器的阻力系数，取3～6；

v_{as}——容积式分离器进口处气流速度，m/s，一般取18～20m/s，气流速度大者取小值，小者取大值；

λ——混合比；

k——经验系数，取0.2～0.4；

ρ_{cs}——分离器进口处空气密度，kg/m^3。

(5) 离心式分离器的压力损失：

$$\Delta p_{离} = \xi\rho_s\frac{v_i}{\pi} \tag{23-9}$$

式中：v_i——离心式分离器入口气流速度，一般取12～25m/s，在此范围内风速越大，除尘效率越高；

ρ_s——入口处空气密度，kg/m^3；

ξ——离心式分离器阻力系数，一般取5.5。

23.5 相关标准与规范

气力输送系统的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，主要标准和规范见表23-1。

表23-1 气力输送系统参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 8470—2010	《正压浓相飞灰气力输送系统》
2	SH/T 3152—2007	《石油化工粉粒产品气力输送工程技术规范》
3	GH/T 1026—2000	《气力输送装置的测定》

第24章

空气输送斜槽

24.1 概述

空气输送斜槽(以下简称空气斜槽)应用非常低压力的空气输送物料,是一种依靠物料流态化特性进行输送的系统。它不同于气力输送系统让物料在管道里流动,也不能归类为机械输送设备。

空气斜槽中的物料一般可以向下流动,与气力输送系统相比,它具有很多优点:基建投资低,运营费用更低,输送物料种类多。空气斜槽类似于密相输送的一种特殊形式。

24.1.1 作用原理

空气斜槽的主要驱动力是重力,以向下倾斜非常小的角度运行。物料沿着底板上有连续分布的多孔的斜槽被输送,孔中逸出的空气进入物料使物料流态化,结果物料像流体一样沿着倾斜的斜槽向下流动。

斜槽一般做成封闭的用以防尘。早期的空气输送斜槽系统中,物料只充满部分斜槽,流态化物料后的空气充满流动物料上面的空间,再通过管道进入过滤器。近来发展到物料不仅可充满斜槽,而且可水平输送。如图 24-1 所示,空气斜槽由输送斜槽和充气槽构成,两槽之间用多孔气流板隔开。物料经供料漏斗进入输送斜槽内,鼓风机的空气由进风管进入充气槽后经多孔气流板均匀进入物料颗粒之间,使物料流态化。流态化的物料在重力的作用下沿着输送斜槽移动,经卸料口排出。

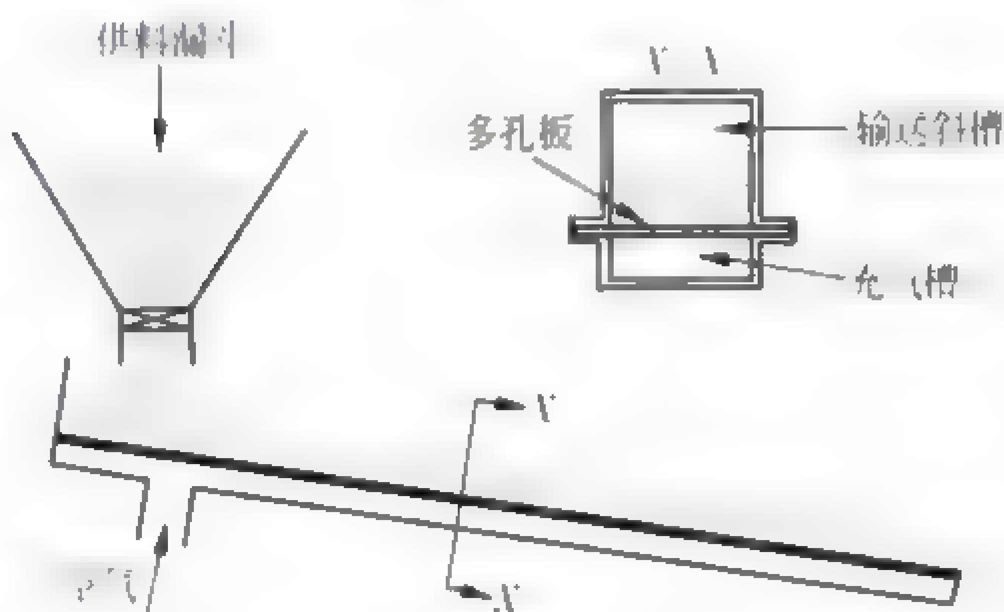


图 24-1 空气输送斜槽

空气斜槽在没有其他动力驱动情况下,可依靠空气动力在空气斜槽内输送物料。槽体布置可水平、向下倾斜 2°～3°,最大 8°,当采用动力空气斜槽时,槽体可向上倾斜。物料在空气斜槽内的移动速度一般为 1～4m/s,输送长度可达 100～200m。空气斜槽宽度范围为 100～600mm,输送能力可达 3000 t/h。

一般来说,当向下倾斜输送时,空气斜槽能有效输送大多数平均粒度在 40～500μm、密度为 1400～5000kg/m³ 的物料,如氧化铝、水泥和飞灰等。

24.1.2 特点及使用范围

空气斜槽本身无运动的零部件,具有磨损小、密封输送、无粉尘飞扬、输送能力很大、易控制输送量、多点卸料、在输送中可实现干燥

或冷却工艺要求、设备简单、安全可靠等特点。其技术的先进性和经济的合理性，使空气斜槽在面粉、碱粉、磷灰石、精矿粉、炉灰、煤粉、石膏粉、水泥等干燥、粉状、低黏结性物料输送领域得到广泛应用。

空气斜槽的劣势是输送物料的局限性，很难输送湿度较大、黏结性强的物料。

24.2 整机布置及主要部件

1. 整机布置

空气斜槽可采用吸送式、压送式和吸压组合式三种(见图 24-2)。

2. 斜槽

斜槽结构形式有封闭型和敞开型两种。封闭型主要用于输送物料，敞开型只用于料仓卸料时使物料流态化。敞开型的空气斜槽内因物料层较厚，需采用较高的空气压力。

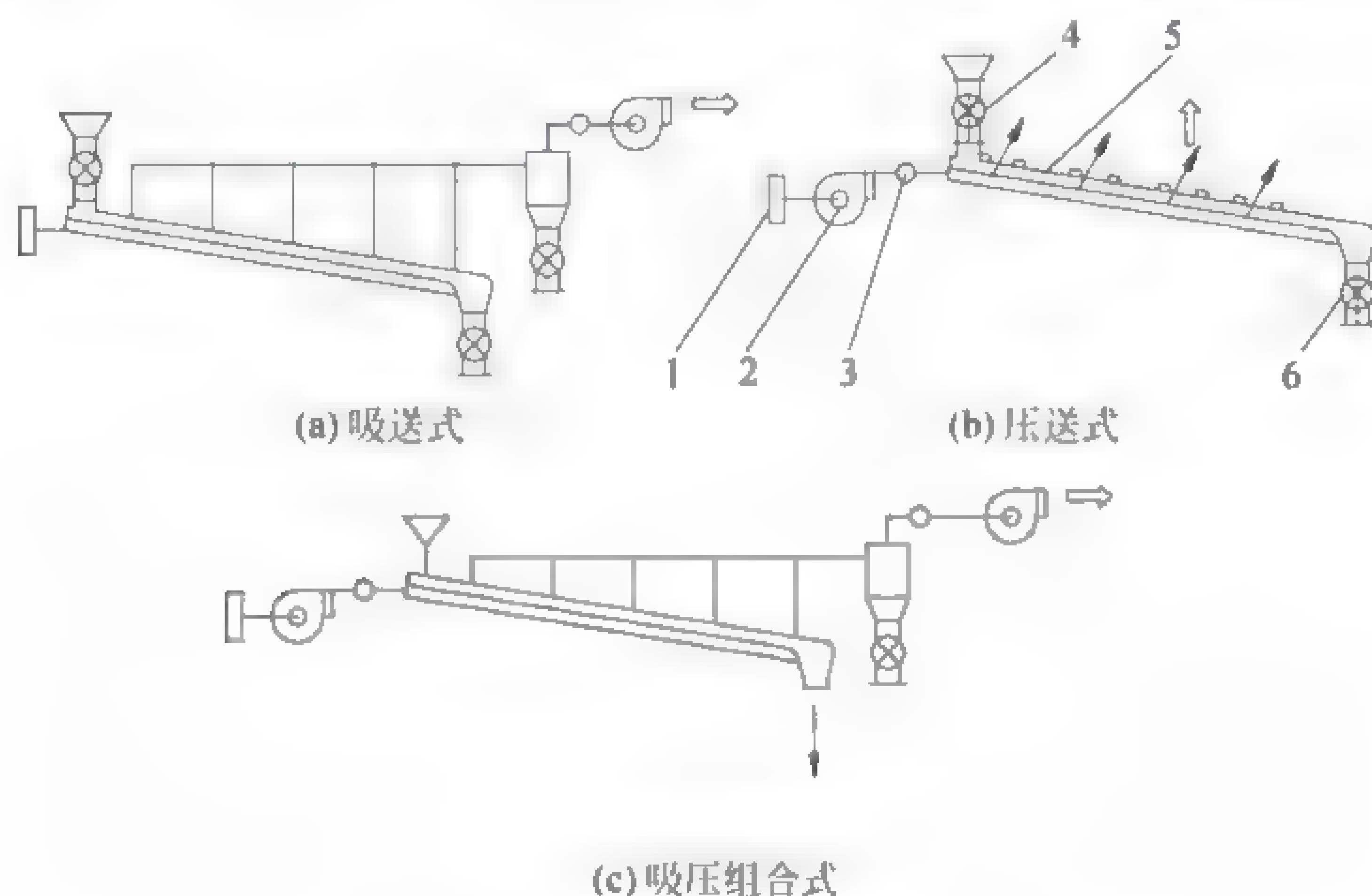
根据气流分布板的形式又分空气动力槽和空气重力槽。动力槽内装有鳞状瓦楞式的格板，空气通过格板的气窗定向喷出。由于空气流的动力作用，物料颗粒呈跳跃式的运动。因此，空气动力槽不仅可以向下输送及水平输送，甚至可以向上输送。水平输送时，主要靠改变多孔板气流喷出的方向，使物料受气流的前进推力。向上输送时，完全依靠空气的推力作流态化输送，这时物料处于半悬浮状态，呈波浪形前进。

图 24 3 所示为空气斜槽在向下、水平、向上时物料层的受力示意图。空气斜槽在正常输送时，物料重力的向前分力应能克服物料和输送斜槽底面及侧壁的摩擦力。

空气斜槽的设计长度一般为 3m 一段，特殊情况下还可以加长。输送槽延长时，流动损失增加，故每隔 40～50m 设一个空气进口。在进行长距离输送时，从风机上另引出与槽体平行的空气管以增加空气源。同时，物料输送槽内空气速度随距离呈正比增大。为了不增加通道断面积，又能使气流速度均匀，必须加设抽气点。

气流分布板材质可分硬质和软质两种。硬质气流分布板包括陶瓷板和金属陶瓷板等。陶瓷板机械强度较低，但由硅砂粒制作的陶瓷板有较高的机械强度。金属陶瓷板掺有金属粉末，利用压缩和热加工制成，机械强度很高，并有光滑的表面。硬质分布板具有很好的抗热性(耐火度可达 1500℃)和良好的透气性，且不易受温度急冷急热的影响。

软质气流分布板通常为纤维物结构，通常用帆布、帘子布、羊毛毡、玻璃纤维布等制成。这些材料抗热性较差，除玻璃纤维布允许的使用温度可达 300℃外，其他材料的不超过 80～90℃。软质分布板的透气性良好，可采用多层结构，如在两层帆布中夹一层羊毛毡，使用效果好，不易产生沟流，但其吸湿特性容易却引起

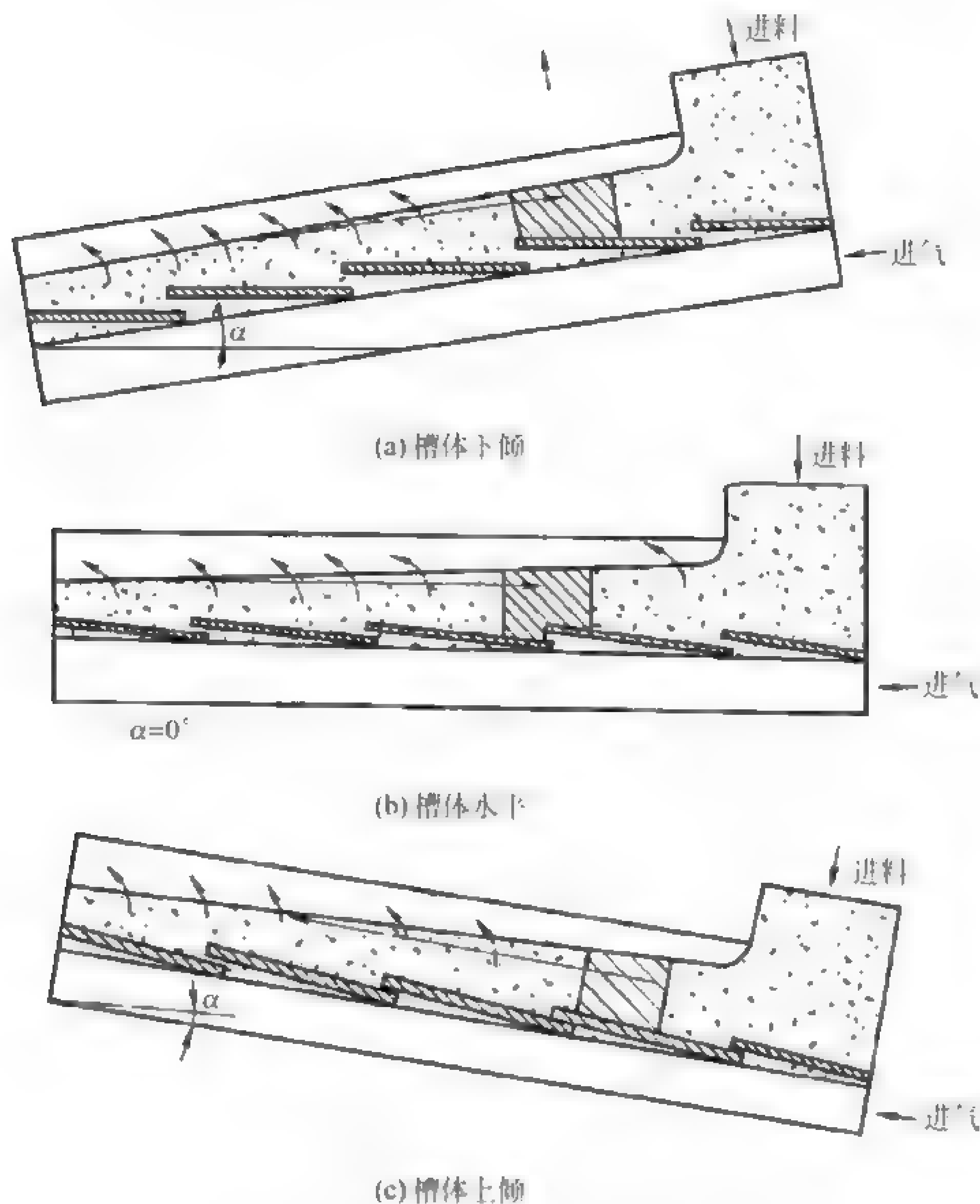


(a)吸送式 (b)压送式

(c)吸压组合式

图 24 2 空气斜槽的配置方式

1—过滤器；2—风机；3—阀；4—进料阀；5—空气斜槽；6—卸料器



(a) 槽体下倾

(b) 槽体水平

(c) 槽体上倾

图 24-3　鳞状瓦楞式气流格板空气斜槽

孔径的堵塞。可将软质气流分布板放在硅酸盐溶液里进行浸渍处理，一可防止堵塞，二可提高其使用寿命 2～3 倍。

24.3　主要参数确定

1. 输送量 I_m

$$I_m = 3600 R_s b h v_s \rho_s' \tag{24-1}$$

式中：I_m——空气斜槽的质量输送量，t/h；

R_s——阻力系数，取 0.9；

b——空气斜槽宽度，m

h——物料层高度，m；

v_s——物料的流速，m/s；

ρ_s'——物料在流态化状态的堆积密度，t/m³，取 $\rho_s' = 0.75\rho_s$，ρ_s 为物料在常态下的堆积密度。

2. 空气斜槽所需的空气量

$$Q_j = 60 Q_n b L \tag{24-2}$$

式中：Q_j——空气斜槽所需要的空气量，m³/h；

b——空气斜槽宽度，m；

L——槽体长度，m；

Q_n——单位耗气量，m³/(min·m²)，当槽体倾斜角度为 4°～6.5°时，常取 1.5～3。

3. 压力损失

1）临界流化速度的确定

根据物料和压缩空气的特性可按下列公式算出阿基米德数 Ar，由测得或者算得的空隙率 ε，查图 24-4 得临界的雷诺数 Re_{mf}，从而算出临界流化速度 v_{mf}。

$$Ar = \frac{1}{2}\frac{d_p^3 \rho_s g}{\mu^2}(\rho_s'' - \rho_s) \tag{24-3}$$

式中：Ar——阿基米德数；

d_p——物料颗粒的粒度，m；

ρ_a——空气的密度，kg/m³；

g——重力加速度，取 9.81m/s²；

μ——空气的黏度，Pa·s；

ρ_s''——物料颗粒的密度，kg/m³。

因为

$$Re_{mf}=\frac{d_p v_{mf}\rho_a}{\mu}$$

所以

$$v_{mf}=\frac{Re_{mf}\mu}{d_p\rho_a} \tag{24-4}$$

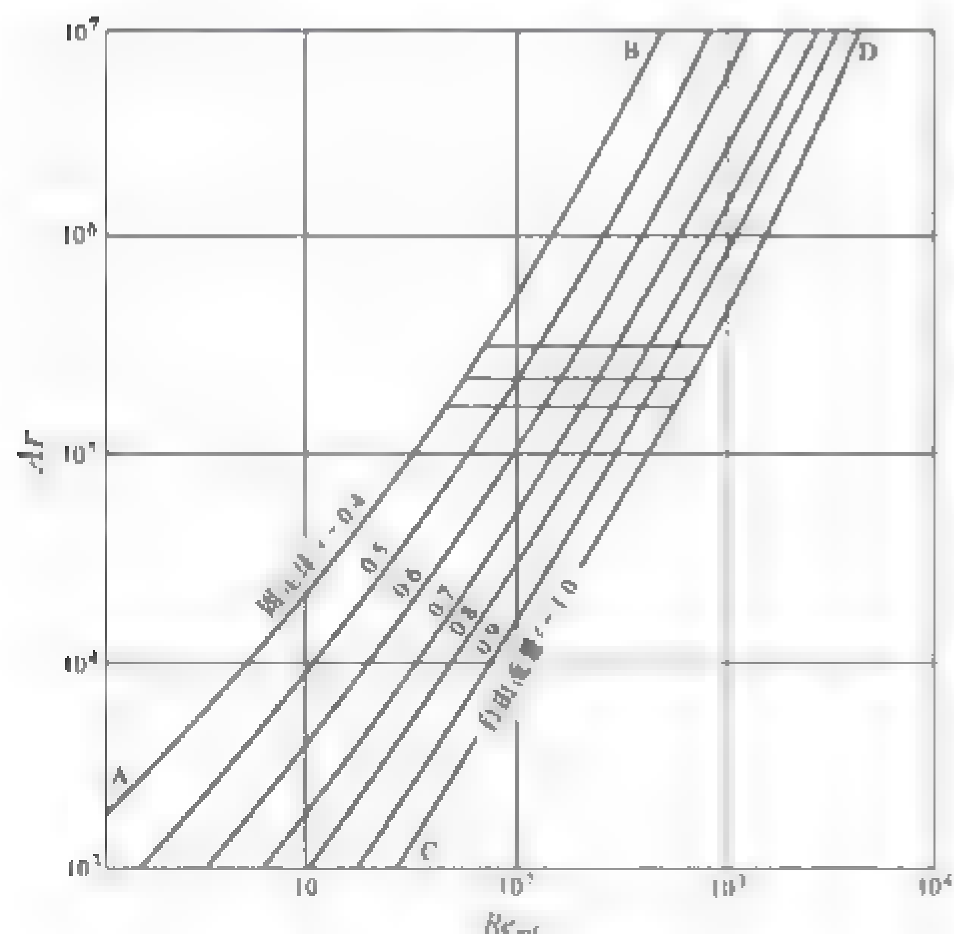


图 24-4 临界流化速度

由图 24-5 所示的吉尔达特(Geldart)流态化分类图可知，空气斜槽输送的物料可归纳到 B 组。一旦停止提供流态化所需的空气，物料中的空气很快会消失，物料的流动也几乎会即刻停止。因此，很容易控制物料流，避免溢出。由于 B 组的物料只有极少或没有空气亲和性，无论如何也不能采用密相输送系统进行输送。因此，利用吉尔达特流态化分类图，也可判断哪种物料适宜于密相输送。

D 组表示的大粒度和/或高密度物料也可用空气斜槽进行小输送量的输送，但会趋于需要很大量的流态化空气。这组物料可能适宜于采用密相栓流输送，但也只限于单一粒度组成的物料。平均粒度大且粒度分布范围广的物料，通常渗透性差，也不宜于输送。

由于具有好的空气保留特性，小粒度和/或低密度的 A 组物料，可以在空气切断后一段

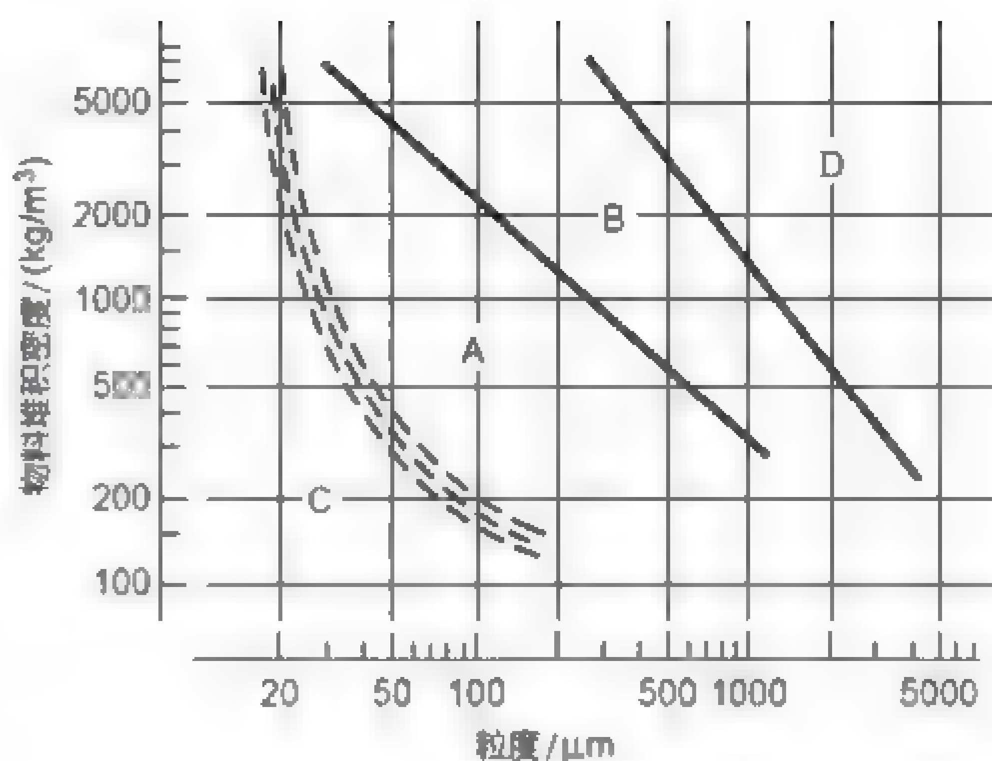


图 24-5 吉尔达特流态化分类图

时间内保持连续流动的倾向。这组物料是通常意义上的适宜于采用空气斜槽密相输送的理想物料。

C 组表示的是黏性粉状物料，由于非常小颗粒物料之间存在很高的内力，这些物料很难理想流态化，不宜用空气斜槽输送。尽管黏性小的物料通常可以足够大的倾角输送，但它们还是更适宜在管道内以密相输送。气力输送系统输送超细颗粒物料时，必须考虑它们易于吸附在管道壁上的特性。

物料在多孔板上就应该与空气充分地混合，以便于流动，这是最基本的要求。因此，多孔板必须具有足够高的阻力，以保证物料与空气的混合。由于粒度和密度的原因，尤其在输送距离长时，物料在输送过程中可能出现分离现象。极限的情况之一，就是粗颗粒物料在输送斜槽底部不断滞留，直至固体流动停止。

空气斜槽的优点是，它特别适宜于输送磨琢性大、易碎的物料。

2) 空气斜槽中的物料流速度

$$v_s=C\sqrt{R_H\alpha} \tag{24-5}$$

式中：v_s——空气斜槽中物料流速度，m/min；

C——经验系数，平均为 23；

R_H——水力半径，$R_H=hb/[2(h+b)]$；

α——空气斜槽斜度，在工程计算时，可取 4°～6.5°。

3) 空气斜槽的风压计算

$$\Delta p=\Delta p_1+\Delta p_2+\sum\Delta p_3 \tag{24-6}$$

式中：Δp——空气斜槽的总阻力损失，Pa；

Δp_1——空气通过气流分布板的压力损

失(一般为1961Pa)；

Δp_2——空气通过流态化物料层的压力损失，Pa；

$\sum\Delta p_3$——送风管路的阻力损失之和(包括进出口端及管道的阻力损失，Pa)。

4）空气通过流态化物料层的压力损失

$$\Delta p_2 = Wg/A = hg(\rho_s'' - \rho_a)(1-\varepsilon) \quad (24\text{-}7)$$

式中：Δp_2——空气通过流态化物料层的压力损失，Pa；

W——物料层的质量，kg；

A——物料层的断面积，m^2；

h——物料层的高度，m；

ρ_s''——物料颗粒的密度，kg/m^3；

ρ_a——空气的密度，kg/m^3；

ε——物料层的空隙率，取$1-\rho_H/\rho_s$；

ρ_H——物料层物料流态化后的密度，kg/m^3。

24.4　影响物料流态化的因素

影响物料流态化的因素很多，如物料的粒度及其分布、密度、形态、亲水性、湿度，分布板的结构，阻力和物料层高度等。

物料的粒度细小(0.01～0.1mm)容易自行挤压而凝聚产生沟流，物料层中出现多数孔渠，孔渠内颗粒先流动，周围不动，当流速增加远远超过临界流化速度时，物料开始运动。

颗粒增大(大于0.5mm)易产生腾涌现象，粒度越大流化越不均匀。物料粒度大小不同，各临界流化速度也不一样，使流化不均匀，有时甚至使物料分层，大粒子落在下部，小粒子浮在上部。物料颗粒形状与球形相差很大时，物料层流化的膨胀度会增大，因为颗粒要顺着空气流动方向偏转，粒子形状不规则，会增大流化的不均匀性。物料湿度提高或具有亲水性，都会使物料流态化不均匀。

气流分布板的结构对物料流态化的影响如图24-6所示，筛孔太大，物料开始流化点不很明显，并易产生漏料现象。织物的分布板有可能发生若干沟流现象，特别是一部分孔径被堵塞时，更促使沟流现象的产生。分布板的开孔率大，孔多，流态化效果好，无沟流现象。从分布板的结构来看，减少分布板的有效面积和孔径尺寸，对均匀良好地流态化物料有利。通常分布板的开孔率为1%～5%，孔径的大小要适合于物料粒度的平均颗粒直径大小。如对输送水泥，其平均粒度为20～40μm时，孔径大小不应超过40～60μm。

增大物料层高度可提高物料流态化的均匀性，反之则降低物料流态化的均匀性。槽高与槽宽比例不宜过大，否则易使物料层产生气泡，一般$h_1/b = 0.6 \sim 0.80$。

24.5　典型产品技术性能参数

典型空气输送斜槽产品的技术性能参数可参考表24-1。

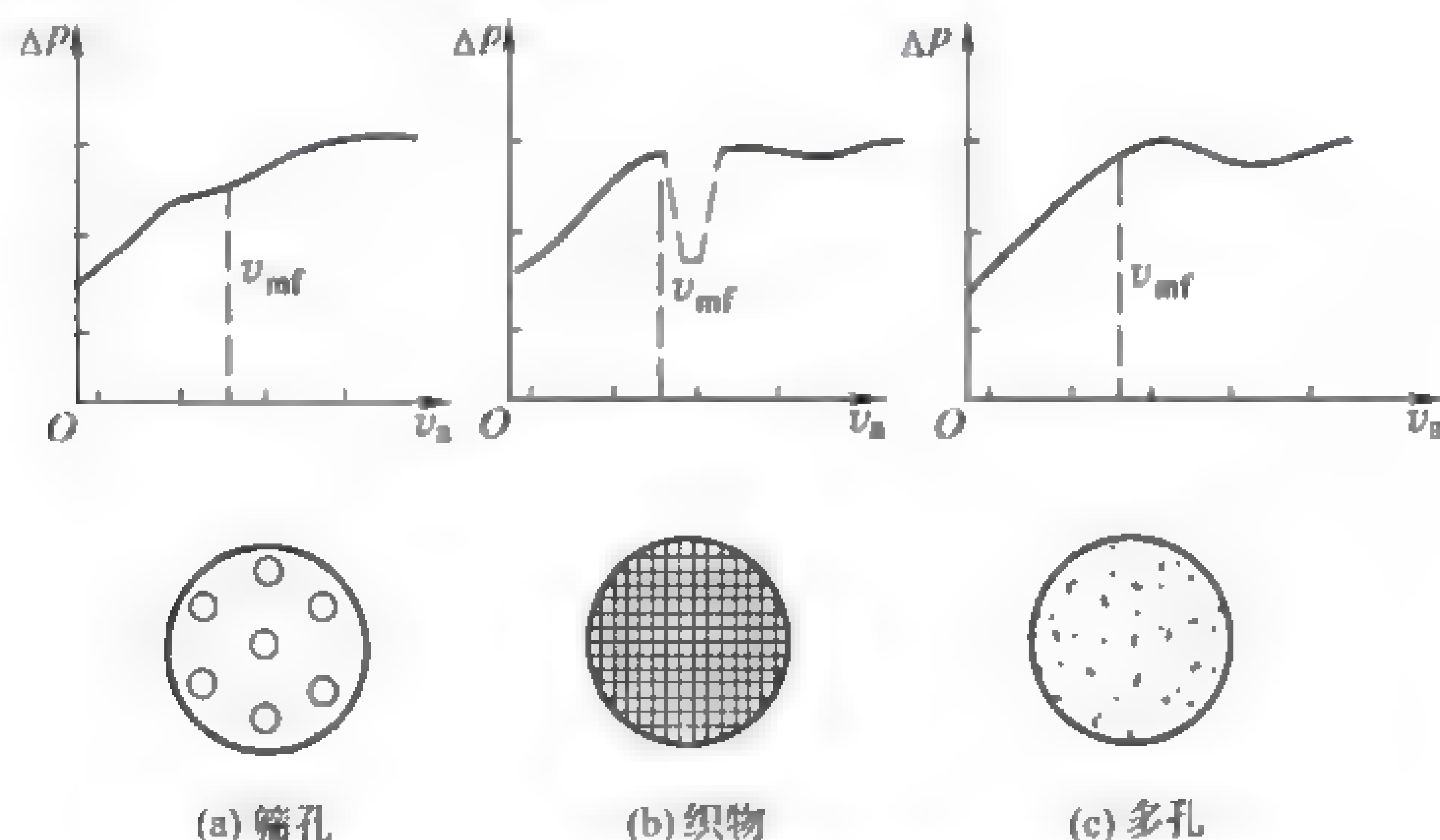
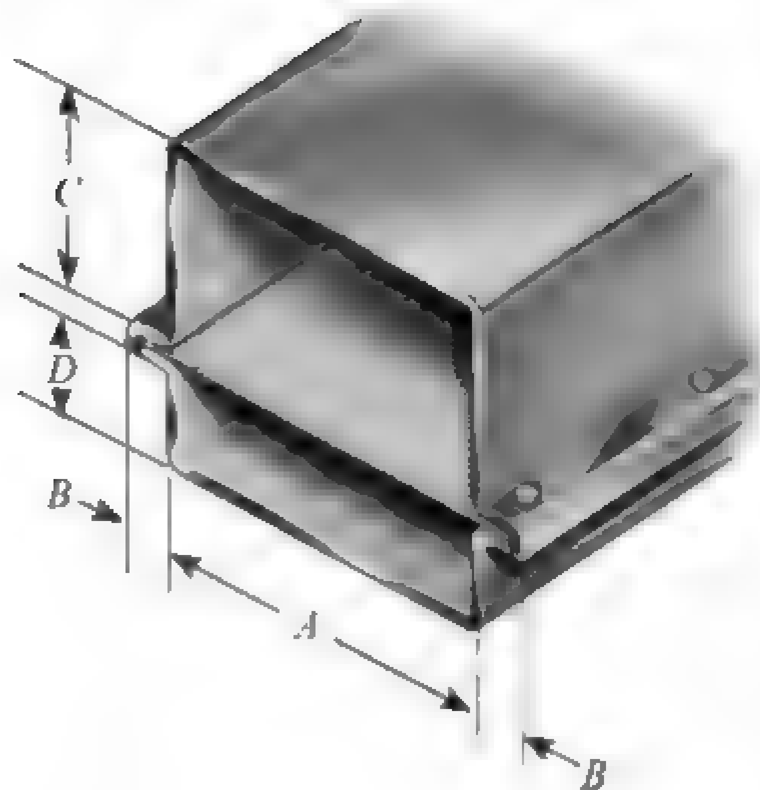


图24-6　气流分布板结构对物料流态化的影响图

表 24-1 空气斜槽的部分主要技术参数



A/mm	I_V/(m^3/h)	B/mm	C/mm	D/mm	单位长度质量/(kg/m)
100	20	32	200	75	19
150	34	32	200	75	22
200	87	32	300	75	30
250	114	32	300	75	33
300	216	32	400	75	39
350	360	32	500	75	45
400	425	32	500	75	48
480	600	38	560	75	57
600	1586	57	600	100	68
850	2464	76	910	100	149

注：A 为槽宽；I_V为名义体积输送能力，基于正常输送松散堆积密度的物料时计算得出；B 为槽体法兰宽度；C 为空气斜槽高度；D 为充气槽高度。

第25章

清 仓 机

25.1 概述

25.1.1 清仓机概念

清仓机是一种在筒仓内作业的机械，它完成储存仓内自流卸料后剩余的少量物料的出仓作业，在港口主要用于粮食筒仓的清仓作业。

25.1.2 清仓机分类

清仓机机型多样，按清仓机在仓内的放置形式分为固定式清仓机和移动式清仓机。固定式清仓机指在每个筒仓内安装一台清仓机，筒仓储料期间，清仓机埋在粮食下方，要求清仓机各部件能够承受料堆的压力，并能够在筒仓内物料自流卸料完毕后有载启动，适合港口散粮码头和中转库配置。移动式清仓机与固定式清仓机放置模式相反，只有筒仓清仓作业时，才将清仓机安装到筒仓内，之前需要采用人工或其他清仓设备清理出清仓机的安装空间。这类清仓机由于不需要埋压在装满物料的筒仓内，并且经常移动和装拆，要求结构轻巧，安装方便，适合物料周转慢的储存仓配置。

按行走动力不同分类，可分为手动行走清仓机、电动行走清仓机、气动行走清仓机、液压驱动清仓机。

按清仓机输送主机形式分类，可分为螺旋清仓机和埋刮板清仓机。输送主机驱动形式又分为电动驱动、气动驱动、液压驱动。

清仓机还分为单头式和双头式。两个单头式清仓机共用一个回转中心构成双头式清仓机，生产率可以提高1倍。

以下分别介绍螺旋清仓机和埋刮板清仓机。

25.2 螺旋清仓机

25.2.1 概述

1. 整机特点

螺旋清仓机(见图25-1)是以螺旋输送机(以下简称螺旋机)为输送主体，以平底圆形筒仓中心为旋转中心。螺旋输送机输送物料的同时，由行走机构推动螺旋输送机围绕筒仓中心旋转，清仓机扫过整个筒仓仓底，完成清仓作业。

螺旋输送机工作原理是由带有螺旋叶片的转动轴在一定的料槽内旋转，使装入料槽的物料由于本身重力及其对料槽的摩擦力作用，不和螺旋一起旋转，只沿料槽向前移动，其情况好像不能旋转的螺母沿着螺杆作直线运动一样。

与普通螺旋输送机采用全封闭U型钢制机槽、一点或多点进料不同，清仓机中的螺旋输送机采用面向料堆一侧全程开口进料，由料

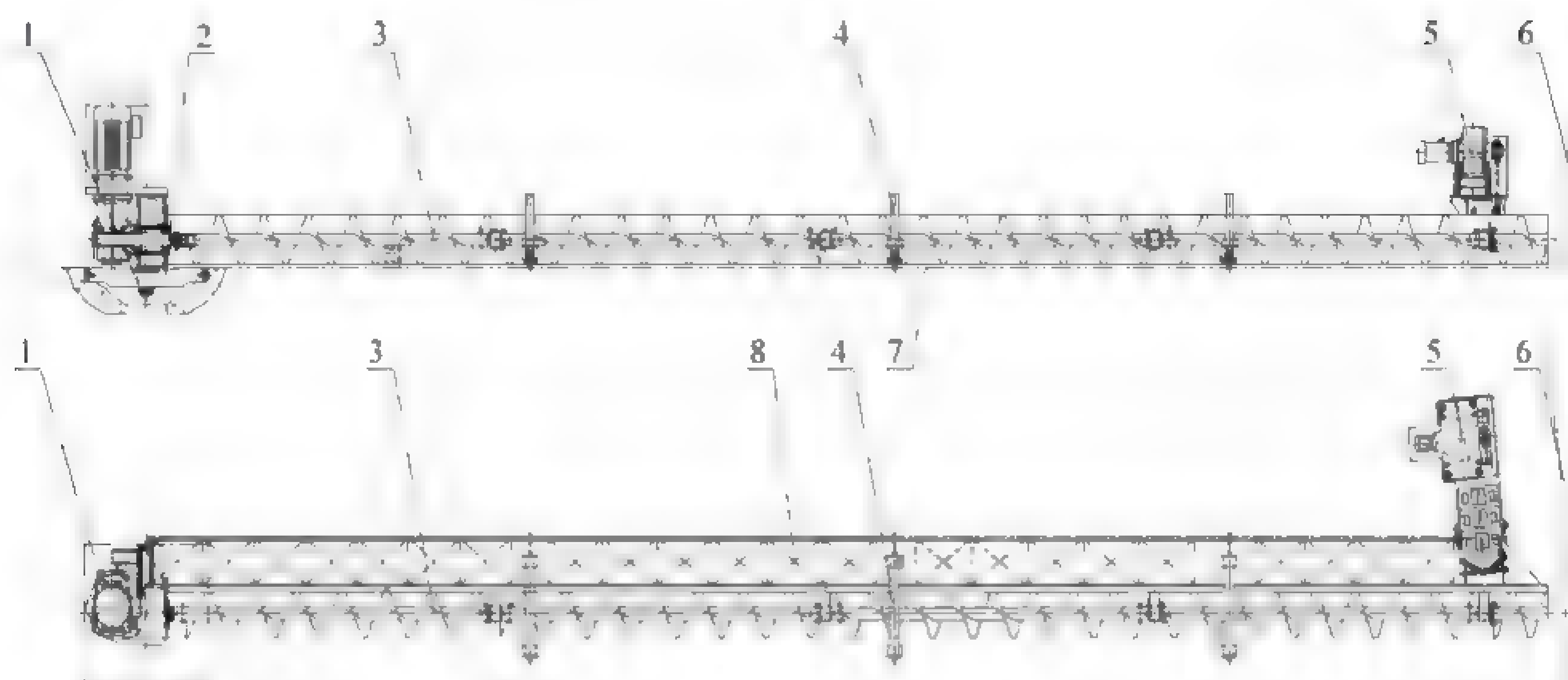


图 25-1 螺旋清仓机简图

1—筒仓中心卸料口；2—旋转定心总成；3—螺旋输送机；4—中间支承轮；
5—行走机构；6—筒仓仓壁；7—筒仓仓底；8—加强结构架

堆与螺旋输送机料槽形成输送料槽。清仓作业时，在行走机构的推动下，螺旋输送机紧贴料堆，依靠螺旋叶片的切割作用和物料本身的自流作用，物料连续不断地进入螺旋机中，螺旋叶片转动产生的水平分力将物料推向前进，将物料输送到位于旋转中心的卸料口，实现连续料流输送。

螺旋清仓机有以下主要特点：

(1) 主动取料。在行走机构的推力作用下，利用螺旋叶片的切割功能，螺旋叶片切入料堆中，实现主动取料，物料自流性较差时，能够保证清仓效率。

(2) 破板结。当物料存在一定板结时，利用螺旋叶片的切割功能，破除清仓机前方的板结物料，使清仓机能够顺利清料和行走。

(3) 整机强度高、抗压性好。螺旋输送机输送元件螺杆为刚性结构，螺旋输送机背部设置了加强钢结构，同时，螺旋机机槽上部尺寸很小，减小了料堆对螺旋机的压力。

(4) 适应性强。由于螺旋清仓机上述特性，使它能够适应流动性较差、有一定黏结性的物料的清仓作业。

(5) 维修方便，费用低。螺旋清仓机采用模块化设计、易损件少、事故点少、可靠性强，维修工作量和维修费用很小。

2. 使用范围

螺旋清仓机作为筒仓专用清仓设备，适用于粉状、粒状和小块状物料(如大豆、小麦、玉米等)，不适用于大块状、长纤维状或黏性大的易结块、含水量大的黏性粉状物料和易碎的、腐蚀性物料的清仓作业，适用筒仓直径为11～30m。

3. 国内外水平及发展趋势

国外螺旋清仓机的发展较早，代表性厂家有GSI、Brock、Laidig公司等。GSI公司X系列清仓机按螺旋直径分为12in和16in两种规格，清仓效率为127～254t/h，适用筒仓直径14.6～41.1m。X系列清仓机主要结构形式与国内产品类似，螺旋机和行走机构均为电动驱动。不同之处是其行走机构形式为齿轮齿条传动，即行走轮为一个齿轮，行走轨道为沿圆周布置的齿条，该齿条固定在仓底承台上，见图25-2。这种强制驱动模式与智能控制系统结合，能够根据清仓机前方料堆阻力和螺旋输送机阻力，自动调节推进力，防止作业过程中行走机构打滑，清仓效率稳定、节能性好。

Brock公司螺旋清仓机代表产品有SWEEP-MASTER® 和 Brock® MODEL ABC™。前者螺旋直径分为10in，12in，16in 3种规格，清仓效率为70～350m³/h；后者清仓螺旋直径分为10in，16in，24in 3种规格，清仓效率为

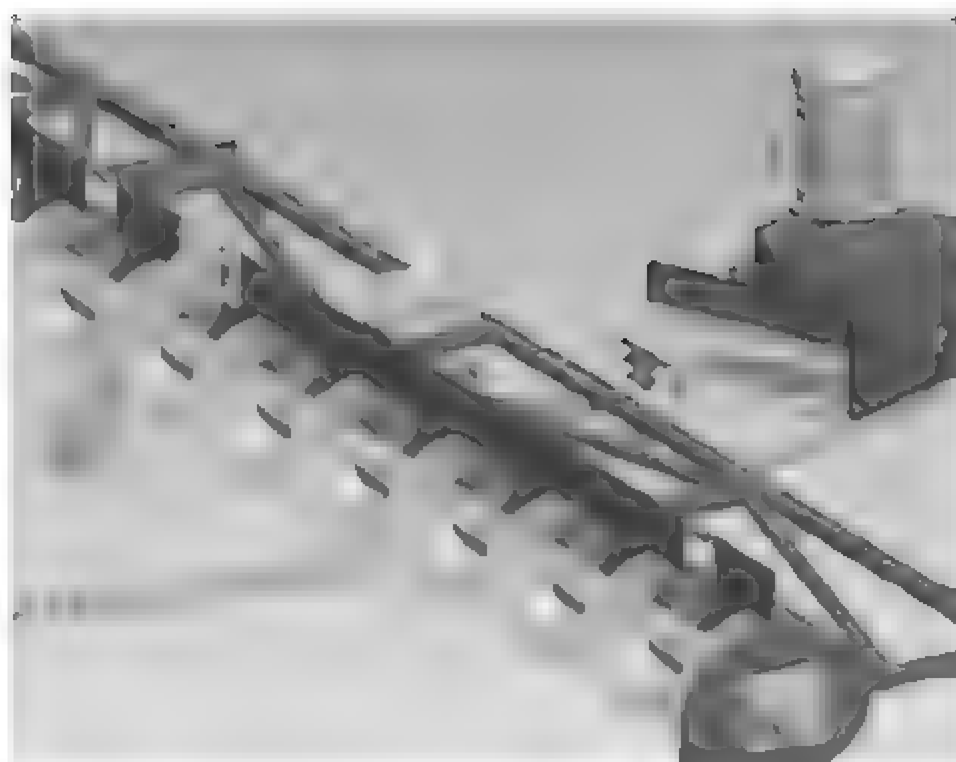


图 25-2　GSI 齿轮齿条行走机构

80～700m^3/h，适用筒仓直径 9～60m。

SWEEP-MASTER®（见图 25-3）与 GSI 公司Ⅱ系列清仓机、国内清仓机类似，驱动方式为电力驱动。Brock® MODEL ABC™ 清仓机（图 25-4 和图 25-5）则不同，其采用液压驱动方式，适合重载、自流性较差和有些板结物料。行走机构采用标准的实心轮胎，对于流动性较差的物料（如大豆和水稻），也可以采用履带式行走装置（见图 25-6），适应各种复杂的仓底地面，使清仓机能够平稳、迅速、安全作业。

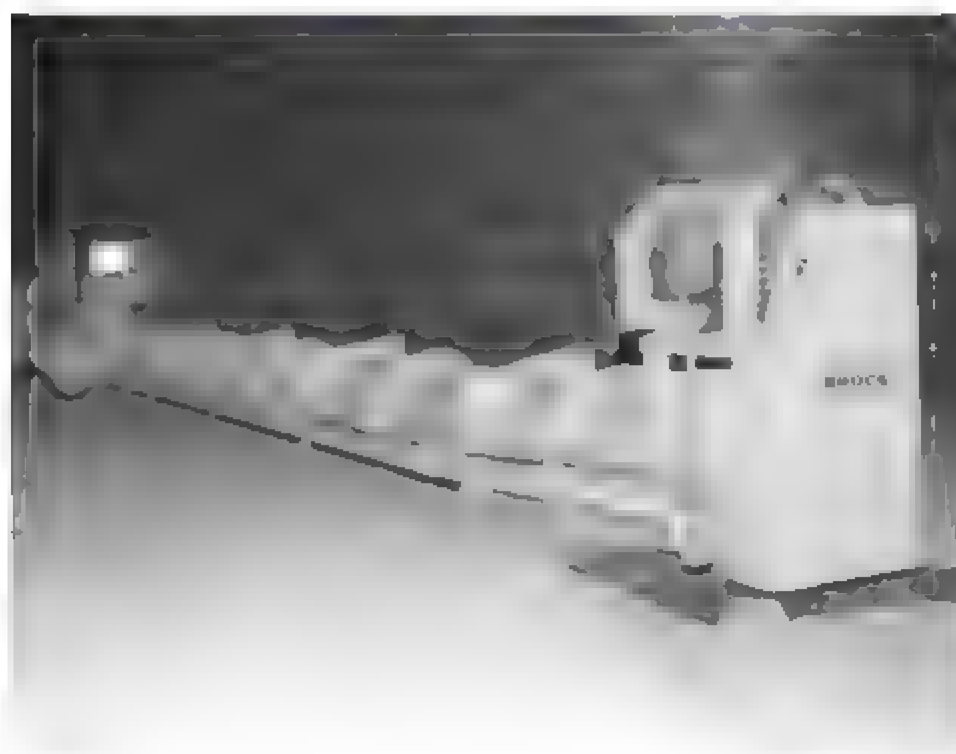


图 25-3　Brock 公司 SWEEP-MASTER® 清仓机

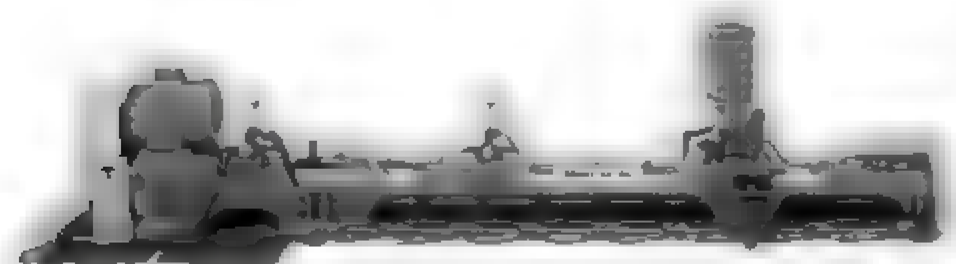


图 25-4　Brock 公司 MODEL ABC 清仓机



图 25-5　端部搅动螺旋

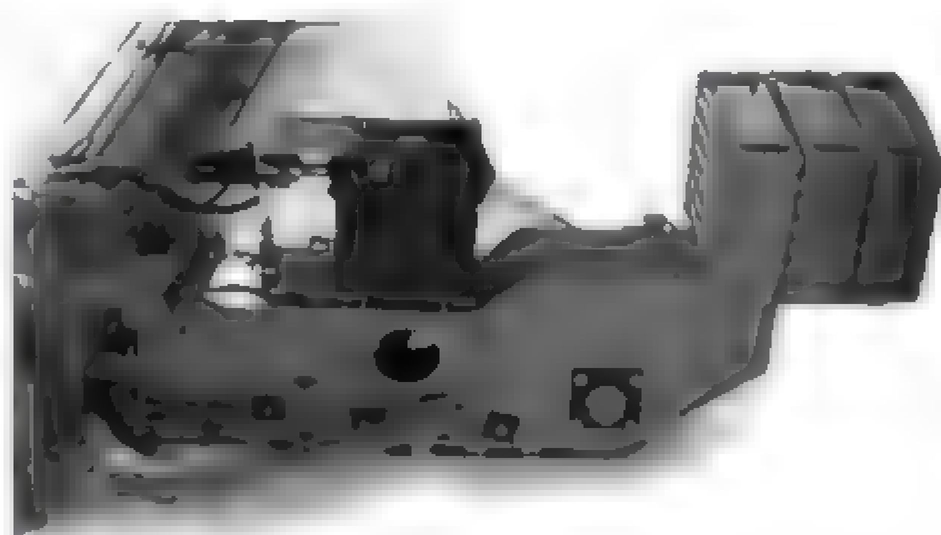


图 25-6　履带式行走装置

Laidig 公司是生产螺旋出仓机和螺旋清仓机的专业公司。螺旋清仓机采用通轴式的螺杆、叶片变螺距设计，无料槽结构，全液压驱动，为清仓机自转和公转提供动力，产品如图 25-7 所示。其液压驱动装置置于仓下，方便检修与维护。设备可远程控制，全自动清仓，可处理流动性较好的物料，筒仓最大直径可达 60m。



图 25-7　Laidig 公司通轴式螺旋清仓机

国外螺旋清仓机的发展趋势为清仓效率高和“零入仓”。所谓“零入仓”是指清仓机清仓过程自动化、智能化，清仓机作业过程无人员进入筒仓内。

中国清仓机的发展也有几十年的历史。20世纪90年代，国务院批准建设世界银行贷款粮食流通项目，中国开始大规模建设粮食仓库。与锥底立筒仓相比，平底浅圆仓具有单仓仓容大、工程建设投资低、建设周期短等优点，成为主力仓型。采用浅圆仓储存物料，缺点是当物料通过自流出仓后，仓内还残留部分物料。以我国目前常用的万吨粮食筒仓为例，根据筒仓直径的不同，一般设有5～7个卸料口，剩余物料约20%。为清理这些物料，以前采用流动机械（如装载机、推耙机、移动式吸粮机），这些设备均需要人工配合清仓作业，存在清理效率低、人员作业环境差、作业安全性差、清仓费用高、粮食破碎率高、不能连续清仓作业等问题。为解决上述问题，实现机械化、自动化清仓作业，交通运输部水运科学研究所1997年自行研制出我国第一台埋刮板清仓机，批量用于世界银行贷款粮食流通项目，并在此基础上于2001年开发出200t/h螺旋清仓机。自此，螺旋清仓机开始在国内得到推广、普及和应用。十几年来，螺旋清仓机技术不断提高，中国粮食码头和粮库的发展趋势是大型化、专业化、自动化，清仓机的发展方向也应与其相适应，实现高效率、智能控制、可靠、安全性、“零入仓”。

螺旋机和行走驱动装置均采用电动驱动方式是目前国内常用驱动方式。气动驱动对粮食没有污染，但对气源清净度要求较高，在港口等潮湿、多尘环境，由于气源中的水分、粉尘存在，常常造成驱动机构不能正常工作，目前很少采用。采用液压驱动，安全可靠，液压驱动特性也适合清仓过程载荷频繁变化、冲击载荷大的特点，但用于粮食筒仓清仓作业，必须采用食品级液压油，此外，液压系统漏油还使粉尘爆炸隐患增大，因此在国内粮食筒仓中很少采用液压驱动方式。

25.2.2 主要部件

螺旋清仓机（见图25-1）主要由螺旋机、旋转定心总成、中间支承轮、行走机构、加强结构架、供电控制系统等组成。

1. 螺旋机

螺旋机（见图25-8）由螺旋机驱动装置、螺旋轴、吊轴承、末端轴承（当螺旋机尾部悬挑螺旋轴时，没有末端轴承）、机槽等部件组成。

螺旋机驱动机构采用电动驱动方式，驱动总成由电动机、减速器、机头箱体以及位于箱体下方的回转轴组成，根据实际需要，在电动机和减速器之间可以增加皮带传动。螺旋机机头箱体和位于其下方的回转轴支承整个清仓机沿筒仓中心卸料口中点旋转。机头箱体内设置有圆锥滚子轴承，承受整条螺旋轴的轴向拉力。螺旋机机槽为C形结构，开口方向为水平并面向料堆，螺旋轴通过中间吊轴承固定在机槽上，中间吊轴承与机槽之间采用高强度螺栓连接。

为便于安装、运输和维修，螺旋机采用模块化结构。根据筒仓仓径的不同、安装条件分成若干节，各节之间采用高强度螺旋连接。为保证螺旋机整机直线度，各节之间的连接采取定位措施（如定位销）。

C形结构机槽，使螺旋叶片设置在设备最前方，清仓时旋转的叶片首先与物料接触，直接取料的同时搅动物料，增加物料流动性，有利于螺旋机机槽内充满物料，清仓螺旋机的填

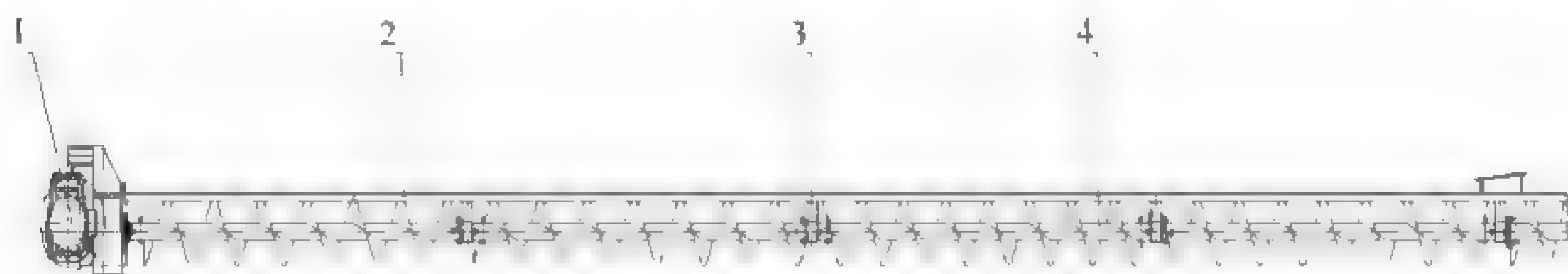


图25-8 螺旋机
1—螺旋机驱动装置；2—机槽；3—吊轴承；4—螺旋轴

充系数一般为 0.7～0.9。旋转的叶片对有一定板结的物料具有破板结作用，避免在物料板结时，清仓机出现停滞和爬坡现象。机槽用低碳钢板制造，钢板厚度为 3～8mm。

螺旋机应有一定横向刚度和纵向刚度，能够克服料堆对螺旋机及机槽的压力；同时，保证清仓作业时，旋转的螺旋轴与机槽之间保持一定距离和螺旋轴转动灵活平稳。

增强螺旋机机槽刚度的措施包括：

（1）螺旋机机槽背部采用水平加强结构架，以增加机槽水平刚度；

（2）优化机槽上部结构，减小机槽上部承压面积，减小料堆对螺旋机的压力；

（3）C 形机槽背部布置竖向加强筋；

（4）合理布置中间支承轮，加强螺旋机竖向刚度，保持整个螺旋机的稳定。

螺旋轴由叶片和管轴组成，叶片与管轴之间采用焊接。对于流动性好的粮食类干散物料，螺旋叶片为实体性、单线螺旋，叶片厚度为 3～8mm。叶片有两种加工方法：

（1）按设计的直径、螺距和厚度，用带钢连续冷轧制成整体螺旋叶片，需要专用轧机加工；

（2）按设计的直径、螺距和厚度制作单片叶片，然后将每个单片彼此对焊在一起构成螺旋体，小批量的螺旋机采用这种制作方法。

螺旋叶片有左旋和右旋两种选项，根据清仓机在筒仓中的旋转方向确定螺旋轴的旋向：从仓顶俯视筒仓，清仓机顺时针旋转，采用右旋叶片；清仓机逆时针旋转，采用左旋叶片。

螺旋节距为 0.8～1.0 倍的螺旋直径。当螺旋机较长时，可以采用变螺距，以减少螺旋机运行阻力。

螺旋轴分为若干段，螺旋轴之间通过连接轴连接。连接方式有两种：插入式（见图 25-9）和万向联轴节式（见图 25-10）。

插入式指连接轴分别插入两根螺旋轴内，两根十字布置的高强度螺栓穿过连接轴与螺旋轴，将两者连接为一体。该连接轴安装在吊轴承上，将螺旋轴悬吊在机槽上。为保证螺旋轴灵活转动，避免螺旋轴运转阻力过大或出现卡死，连接轴与管轴之间、连接轴螺栓孔与高强度螺栓之间采用间隙配合。

万向联轴节式是指上述连接轴端与螺旋轴端靠万向联轴节，通过万向联轴节适应螺旋轴的不同轴度，使螺旋轴灵活转动。

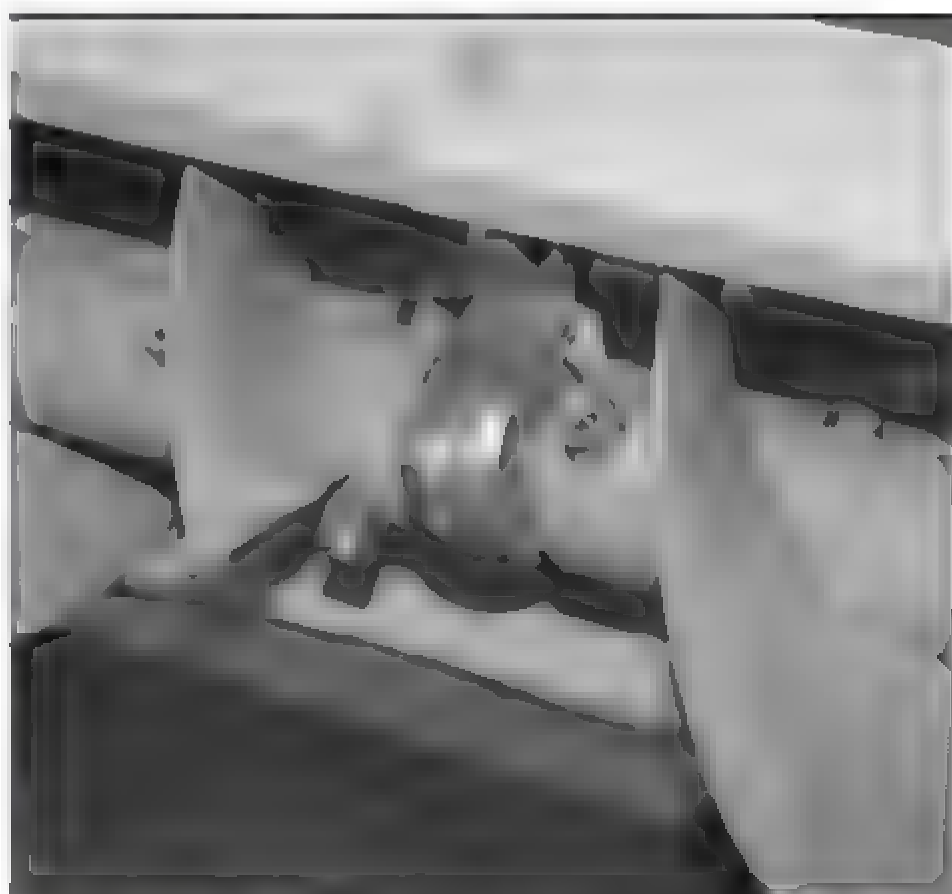


图 25-9 螺旋轴插入式连接方式示意图

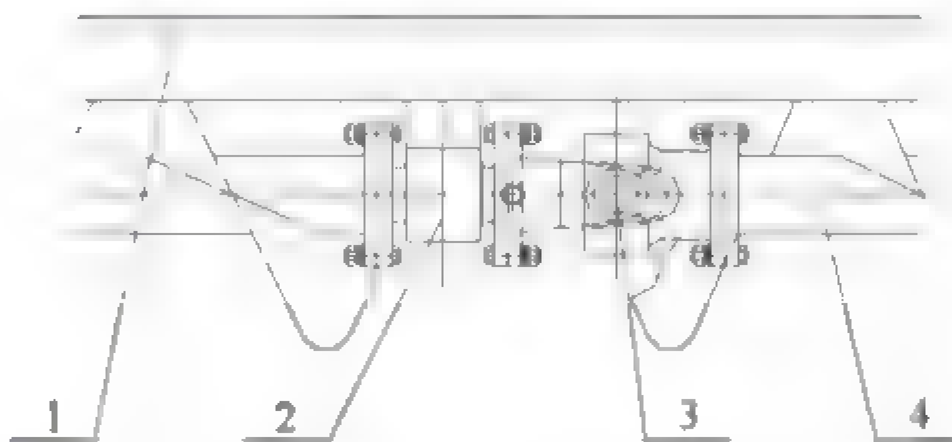


图 25-10 螺旋轴万向联轴节式连接方式示意图
1—机槽；2—吊轴承；3—万向联轴节；4—螺旋轴

2. 旋转定心总成

旋转定心总成由轴套、支承架组成，安装在筒仓中心卸料口上方。螺旋机通过机头箱体下方的回转轴支承在旋转定心总成上，要求旋转支承具有足够的刚度、强度和稳定性，能够承受筒仓进料和出料阶段的冲击载荷，并支承清仓机绕筒仓中心回转。

清仓机回转轴与旋转定心总成之间的连接形式为铰接，以适应由于筒仓地面不平度造成的螺旋输送机与旋转定心总成垂直轴线之间垂直度产生的较大偏差。铰接方式有两种：

（1）旋转定心总成上安装球面止推轴承；

（2）旋转中心采用滑动轴承和平面滑动轴承。

当采用防爆电滑环供电时，回转轴采用空心管状结构。电缆从仓底穿过，通过电滑环进入螺旋机驱动机构，再经柔性防爆电缆管连接电动机，如图 25-11 所示。

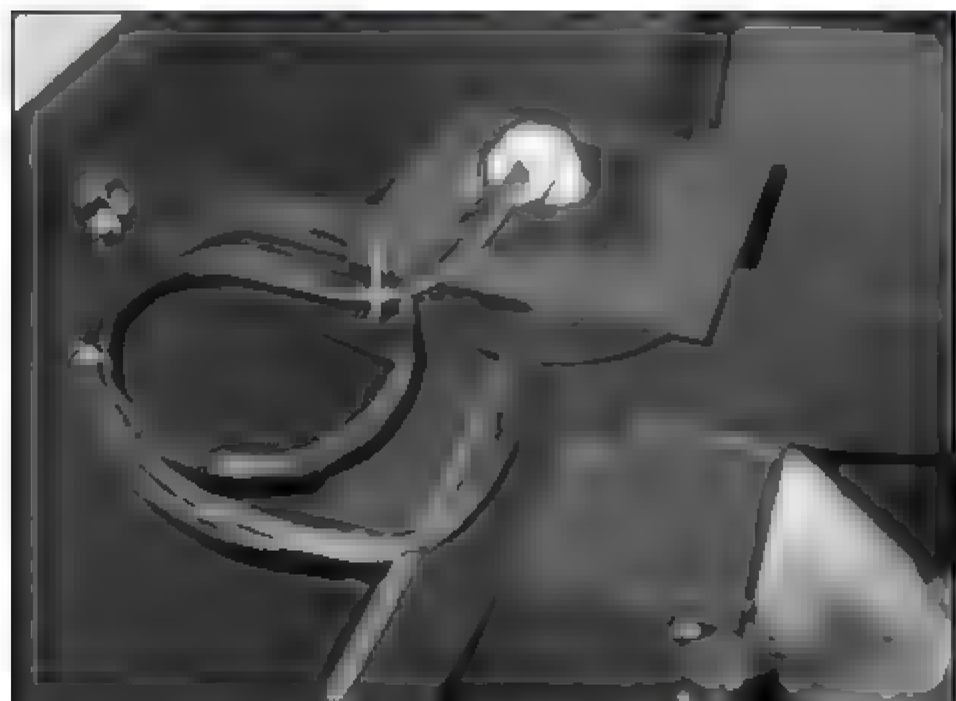


图 25-11　电滑环及旋转定心

3. 中间支承轮

中间支承轮通过螺栓连接安装在螺旋机机槽上，具有加强清仓机竖向刚度，保证清仓机整体稳定性的作用，并使清仓机与筒仓地面之间保持一定间隙。由于筒仓仓底平整度不高，中间支承轮应具有上下调节功能，以方便调整螺旋机与地面的间隙。

4. 行走机构

行走机构位于清仓机的尾部附近，通过法兰与螺旋机机槽背部连接，由行走台车、行走驱动装置、配重组成。其作用是推动清仓机绕筒仓中心旋转，使清仓螺旋机能够扫过整个筒仓底部，完成清仓作业。

行走机构对清仓机的推动力使设备对粮食有一定的压力，使螺旋机的填充率达到设计要求，保证设备的清仓能力。清仓机行走速度一般控制在 0～1.2m/min。

行走驱动装置由电动机、减速器、链传动组成。电动机为粉尘防爆型，采用变频调速技术实现推进速度的调整。

行走机构具备倒退功能，当料堆塌方严重、螺旋机载荷过高时，通过倒退，降低物料对螺旋机的压力，保持稳定清仓作业。

行走轮为免充气实心轮胎，材料为橡胶或聚氨酯，表面刻有人字形或菱形花纹，具有足够的着地力，以防止行走轮打滑。轮子的前下方设置犁式清扫器，用以清扫车轮前方的物料，减少粮食的压碎率，清仓机对粮食的增碎率一般不大于2%。

5. 供电控制系统

供电控制系统由控制柜、控制和检测保护元件组成，主要控制清仓机的行走机构和螺旋机。清仓机控制方式有集中控制和机侧控制两种，根据作业需要自由切换。清仓机主要安全保护装置有：过载保护、过电流保护、料堵开关、事故急停开关等。

电器元件应满足粉尘防爆要求，控制箱和设备动力及控制元件的连接全部采用插头连接方式，不允许手工接线。

25.2.3 设计计算

原始数据及工作条件是设计清仓机的依据，设计选型时应提供以下数据：

(1) 清仓效率 Q；

(2) 筒仓直径、仓底卸料口和通风道布置、筒仓门开度尺寸；

(3) 物料名称及特性，包括物料粒度、堆积密度、堆积角、湿度、黏度、磨琢性、腐蚀性等；

(4) 作业环境，包括温度、湿度、腐蚀性气体、粉尘爆炸危险性。

1. 清仓效率计算

$$Q=47D^2nS\phi\rho \tag{25-1}$$

式中：Q——质量输送量，t/h；

D——螺旋直径，m；

n——螺旋转速，r/min；

S——螺距，m；

ϕ——填充系数，取 0.7～0.9；

ρ——物料的堆积密度，t/m³。

2. 螺旋机的驱动功率

螺旋机功率由水平输送物料所需的功率 P_H、空载运行时的功率 P_N、倾斜输送物料的功率 P_S组成。

(1) 水平输送物料所需的功率 P_H

$$P_H=\frac{QL\lambda}{367} \tag{25-2}$$

(2) 空载运行时的功率 P_N

$$P_N=\frac{DL}{20} \tag{25-3}$$

(3) 倾斜输送物料的功率 P_S

$$P_S = \pm \frac{QH}{367} \tag{25-4}$$

(4) 螺旋轴所需总功率 P

$$P = \frac{Q(\lambda L \pm H)}{367} + \frac{DL}{20} \tag{25-5}$$

(5) 螺旋机驱动电动机功率 P_d

$$P_d = k\frac{P}{\eta} \tag{25-6}$$

式中：L——螺旋机长度，m；

P_d——电动机功率，kW；

P——螺旋轴功率，kW；

P_H——物料运行功率，kW；

P_N——空转功率，kW；

P_S——倾斜功率，kW；

λ——物料阻力系数，由输送物料决定；

η——螺旋机驱动装置的总效率；

k——功率储备系数。

3. 行走机构的驱动功率

(1) 运行阻力计算

清仓机的运行阻力主要由滚动阻力、坡度阻力、物料阻力等组成。

① 滚动阻力

行走车轮的滚动阻力主要由轮胎变形或地面变形引起，计算时以滚动阻力系数来考虑，可按下式计算：

$$F_f = mgf\cos\alpha \tag{25-7}$$

② 坡度阻力

$$F_p = mg\sin\alpha \tag{25-8}$$

③ 物料阻力

$$F_W = A\sigma_W \tag{25-9}$$

式中：F_f——滚动阻力，N；

m——清仓机作用在行走机构质量载荷，kg；

f——滚动阻力系数，取0.015～0.018；

g——重力加速度，m/s^2；

α——行走坡度角，(°)；

A——螺旋轴的埋入料堆面积，m^2；

σ_w——物料对螺旋轴的比压力，N/m^2。

(2) 行走机构功率计算

根据清仓机整体布置，计算出上述三种载荷作用在行走机构上的阻力 F_Z，由下式计算行走机构驱动功率：

$$P_Z = k_d\frac{F_Z v_Z}{1000\eta} \tag{25-10}$$

式中：F_Z——行走机构总阻力，N；

P_Z——行走电动机功率，kW；

v_Z——行走速度，m/s；

k_d——功率储备系数；

η——行走驱动装置的总效率。

25.2.4 选型及使用中的技术要点

(1) 清仓机用于充满粉尘和密闭环境中，根据国家规范关于粉尘爆炸性危险区域划分的规定，发生火灾和粉尘爆炸的危险性较大，所以电气设备的选用应严格按有关规范要求，选用防爆、防粉尘、防火、防护等级符合规范要求的电气设备。在设计和使用过程中，应注意不能有摩擦碰撞产生火花、电气短路等现象发生。设备掩埋在粮食中工作，设备不应有漏油、漏电、污染粮食的情况发生。

(2) 螺旋机驱动装置的结构尺寸不能影响筒仓中心卸料口的卸料能力。

(3) 清仓机埋入筒仓中，在仓储状态和非清仓状态，为保证仓储安全，应切断清仓机供电电源。

(4) 在清仓过程中，螺旋机机槽等不得与仓底接触。

(5) 清仓机行走轮和支承轮的运行轨迹应避开筒仓卸料口，并在车轮通过的筒仓通风道上设计加强结构，防止清仓机对通风道造成损坏。

(6) 行走装置对清仓机的推动力应使设备对粮食有一定的压力，保证设备的清仓效率和平稳作业。为避免二次清仓作业和驱动装置过载，行走机构驱动装置应能随行走阻力的变化而自动调节行走速度，确保清仓机不钻入粮堆。

(7) 螺旋清仓机的电缆走线和安装方式应能够保证电缆不因清仓机旋转而产生缠绕。日常维修保养要经常检查电缆线的磨损程度，及时更换，消除火灾和粉尘爆炸隐患。清仓机的电缆线不得存在被钩住和卡死现象，以防工

作过程中被旋转的清仓机拉断，造成火灾和粉尘爆炸事故。

(8) 每完成一次清仓工作后，检查连接螺栓是否松动，并及时拧紧；检查清仓机各个转动部件是否被异物缠绕，并及时排除。

(9) 所有需要润滑的轴承应经常加油。注意观察螺旋机轴承磨损和温升情况，及时更换受损严重的轴承；如果轴承温升异常，应调整轴承座，消除螺旋机连接轴与轴承座不同轴的现象。

(10) 注意检查电动机、减速器的温升和噪声情况，及时排除隐患。电动机、减速器的维护保养参考生产厂家的使用说明书。

25.2.5 典型产品技术性能参数

表 25-1～表 25-3 为各品牌螺旋清仓机产品的主要参数，表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

表 25-1 国产清仓机主要技术参数表

清仓效率/(t/h)	螺旋直径/mm	筒仓直径/m	螺旋机驱动功率/kW	行走电动机功率/kW
50～100	315	11～30	7.5～15	0.5
100～150	350	11～30	11～22	
150～200	400	11～30	11～30	
200～250	420	11～30	15～37	
300	500	11～30	22～55	

表 25-2 Brock 公司清仓机主要参数表

螺旋直径/mm	清仓效率		机型
	m^3/h	t/h	
254	70/100	50/75	SWEEP-MASTER®
305	140,175,230	100,125,165	
406	280,315,350	200,225,250	
254	80	58	MODEL ABC™
406	185,280,350	130,200,250	
610	490,630	355,460	

注：清仓效率根据流动性好的玉米颗粒设定，密度为 $0.71t/m^3$(25kg/BU)。

表 25-3 GSI 公司 X 系列螺旋清仓机参数表

螺杆直径/(in/mm)	筒仓直径/(ft/mm)	行走电动机功率/kW	清仓效率/(t/h)	螺旋机功率/kW	清仓机长度(没有延长段)/mm	清仓机含延长段最小长度/mm	清仓机含延长段最大长度/mm
12/305	48/14630	0.368	127～178	11	6807	7112	7341
	54/16459				7722	8026	8230
	60/18288				8636	8915	9144
	72/21946				10465	10744	10973
	75/22860				10770	11074	11278
	78/23774				11379	11659	11887
	90/27432			15	13208	13487	13716
	105/32004			18	15342	15621	15850
	135/41148			18	19914	20218	20422

续表

螺杆直径/(in/mm)	筒仓直径/(ft/mm)	行走电动机功率/kW	清仓效率/(t/h)	螺旋机功率/kW	清仓机长度(没有延长段)/mm	清仓机含延长段最小长度/mm	清仓机含延长段最大长度/mm
16/406	48/14630	0.368	203～254	11	6807	7112	7341
	54/16459				7722	8026	8230
	60/18288			15	8636	8915	9144
	72/21946				10465	10744	10973
	75/22860				10770	11074	11278
	78/23774				11379	11659	11887
	90/27432			18	13208	12487	13716
	105/32004			22	15342	15621	15850
	135/41148			22	19914	20218	20422

注：(1) 清仓效率和电动机功率根据干燥的、自由流动的颗粒状物料确定；
(2) 不能用于全通风地面。

表 25-4 Laidig 公司通轴式螺旋清仓机参数表

技术参数 \ 型号	CS210	CS310	CS510	CS1010	CS2010
筒仓直径/m	10～22	23～32	33～40	41～49	50～61
螺旋直径/cm	35.6	35.6	55.9	81.3	91.4
螺旋转速/(r/min)	60	60	60	36	30
液压组件功率/kW	18.5	18.5	75	110	185

注：本表由捷赛机械(苏州)有限公司提供。

25.2.6 技术标准与规范

螺旋清仓机作业环境粉尘浓度高，清仓机的设计、制造、安装、使用、维修和保养应严格遵循国家和相关行业的标准和规范，主要标准和规范见表 25-5。

表 25-5 螺旋清仓机设计、制造、验收参考标准

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 26885-2011	《粮油机械 螺旋清仓机》
2	JB/T 7679—2008	《螺旋输送机》

25.3 埋刮板清仓机

25.3.1 概述

1. 工作原理及特点

与螺旋清仓机不同，埋刮板清仓机是以埋刮板输送机为输送主体的清仓设备。与埋刮板输送机上部一点或多点进料、封闭式矩形机槽不同，埋刮板清仓机采用长度与筒仓半径相当、一侧全程进料的矩形机槽(机槽朝向待清理物料方向为敞开式)。清仓作业时，物料受到埋刮板链条在运动方向的推力，使物料被挤压，在物料自重、机槽侧壁和前方物料的约束下，物料间产生内摩擦力，这保证了料层之间的稳定状态，并足以克服物料在机槽和料堆之间移动而产生的摩擦阻力，形成连续整体的料流而被输送。同时，在行走机构的推动下，清仓机绕筒仓中心回转，保证物料源源不断流入埋刮板输送机机槽内，并保证埋刮板输送机机槽贴近料堆，维持稳定的料流，实现物料向筒仓中心卸料口的输送，如图 25-12 所示。

埋刮板清仓机整机采用模块化设计，使得各部位结构相互独立，便于分解、安装、维修及运输。

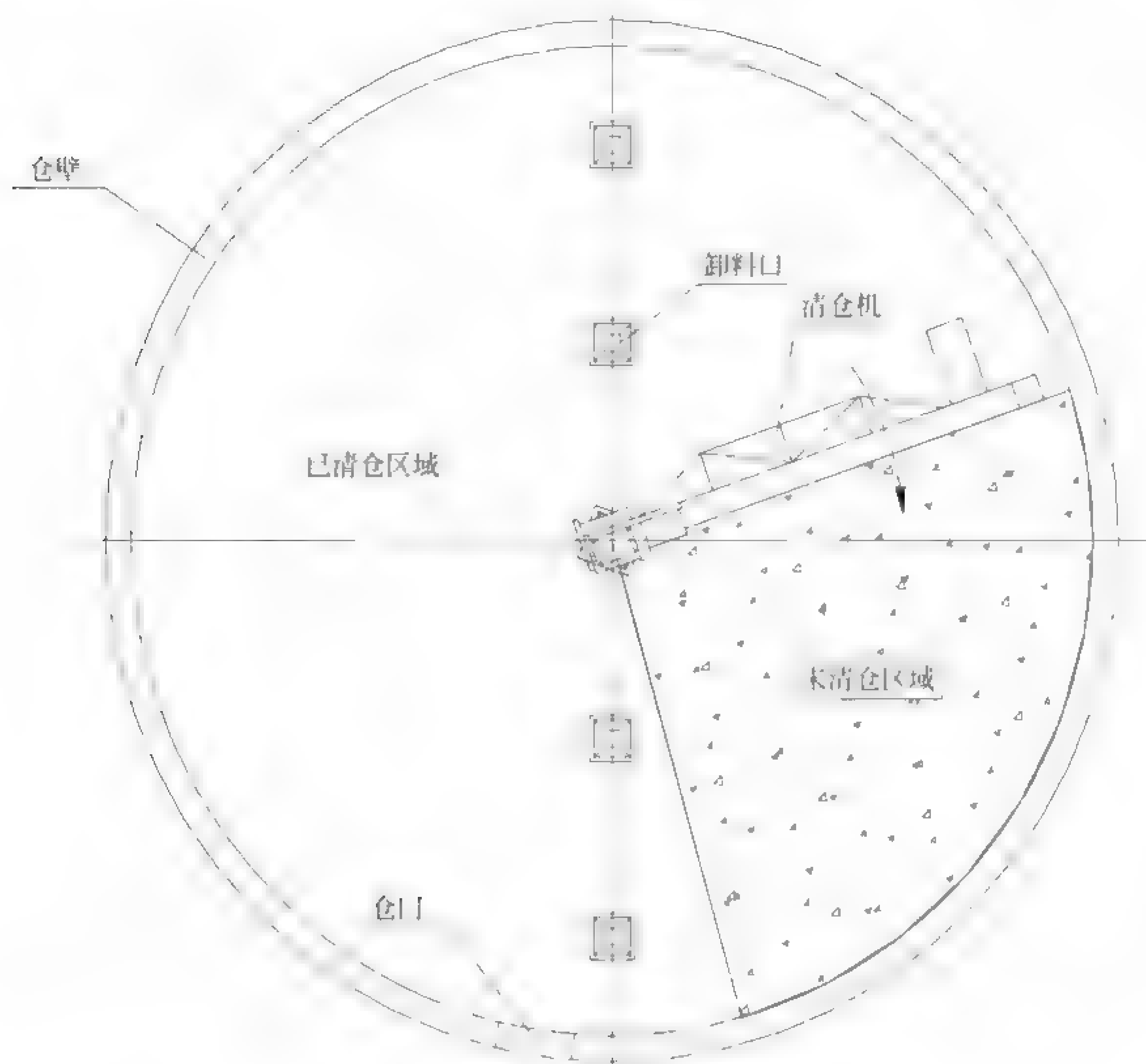


图 25-12 埋刮板清仓机清仓示意图

2. 清仓机的发展及适用范围

国内埋刮板清仓机的开发研制始于1997年，由交通运输部水运科学研究所研制，于2001年被列为并参加"第三世界国家储备粮库项目配套设备展示会"项目，在国家粮食储备项目和港口散粮项目上得到推广和应用。

埋刮板清仓机是平底筒仓清仓专用设备之一，用于浅圆仓粮食自流出仓后仓内余粮的清仓，广泛应用于港口码头、粮食仓储、油脂及饲料加工等工业领域。它以高效、快捷、连续的优点完全取代了以往散粮筒仓由人工或采用流动机械(如叉车、装载机)进行清仓的方式。

埋刮板清仓机适用物料以流动性好的散粮为主，如小麦、玉米、大豆等，物料水分要求14%以下，物料温度25℃以下，杂质不大于1%，无板结，无结拱。适用筒仓直径20～32m，生产率达到100～300t/h。

近年来国内港口粮食筒仓储存以进口大豆为主，大豆储存过程中容易板结，降低流动性，制约了埋刮板清仓机的应用。

25.3.2 主要部件

清仓机由旋转定心总成、埋刮板输送机、行走机构、支承轮、钢丝绳加强装置、供电控制系统等组成，见图25-13。

1. 旋转定心总成

旋转定心总成由轴套、轴和支承架等组成，具有足够的刚度、强度和稳定性。旋转定心总成的形式和尺寸根据筒仓中心卸料口准确尺寸制作。旋转定心总成转动灵活，性能可靠，便于安装和维护，并能适应因仓底地面不平致使料槽轴线与旋转定心立轴间垂直度产生的较大偏差。

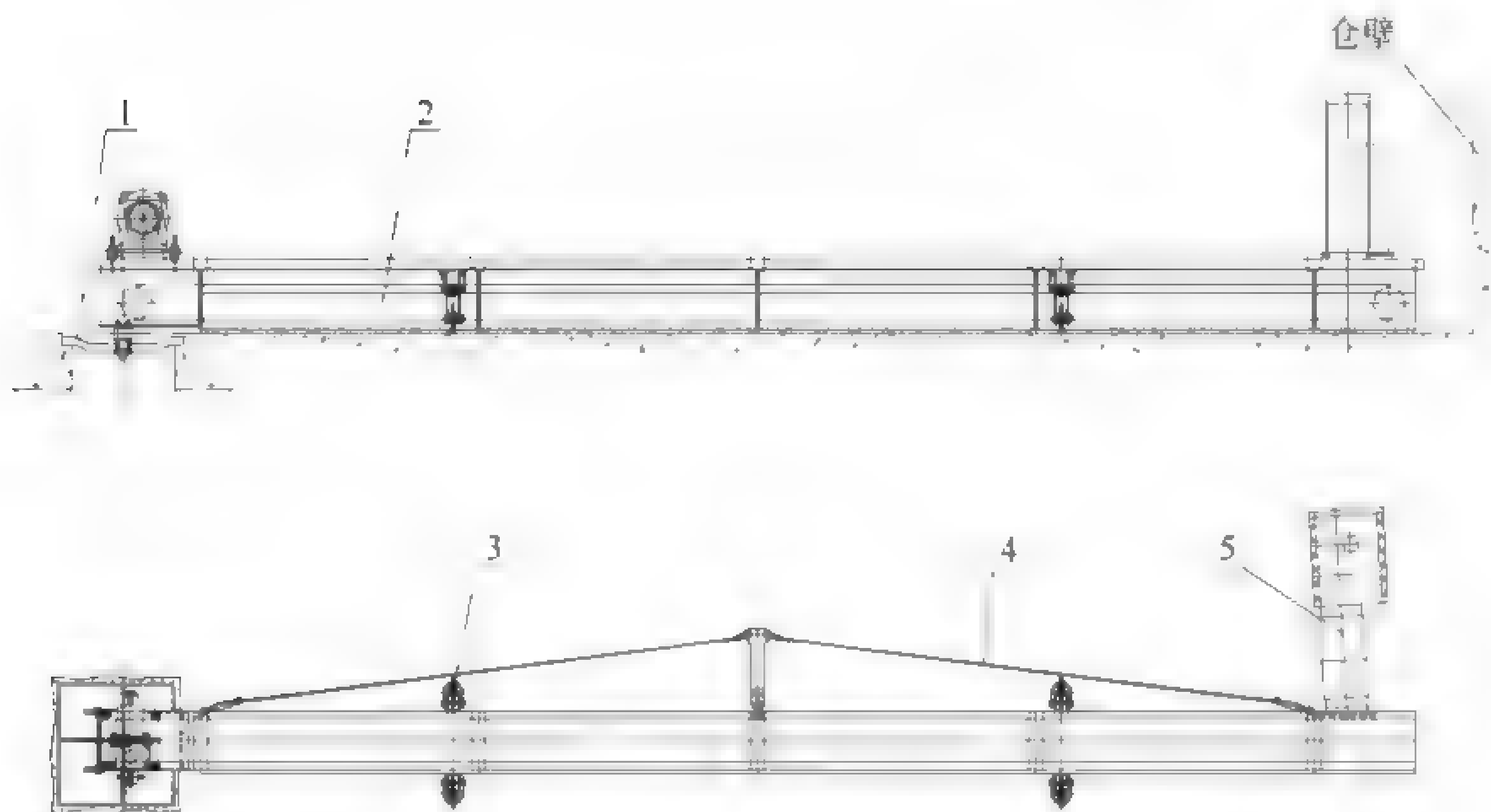


图 25-13 埋刮板清仓机总图

1—旋转定心总成；2—埋刮板输送机；3—支承轮；4—钢丝绳加强装置；5—行走机构

2. 埋刮板输送机

由刮板链条(牵引和承载构件)、机体、驱动装置等构成(见第22章相关内容)。

埋刮板输送机是清仓机输送物料的关键部分，其主结构呈槽形，一侧开口朝向待清理物料方向(即清仓机前进方向)，刮板链条布置在槽内。刮板是决定刮板清仓机输送量和动力消耗的主要构件之一，刮板结构与常用的刮板输送机的刮板相同，分输送刮板及清扫刮板。清扫刮板每隔一定间距设置一对，固定在输送刮板上，如图25-14所示。

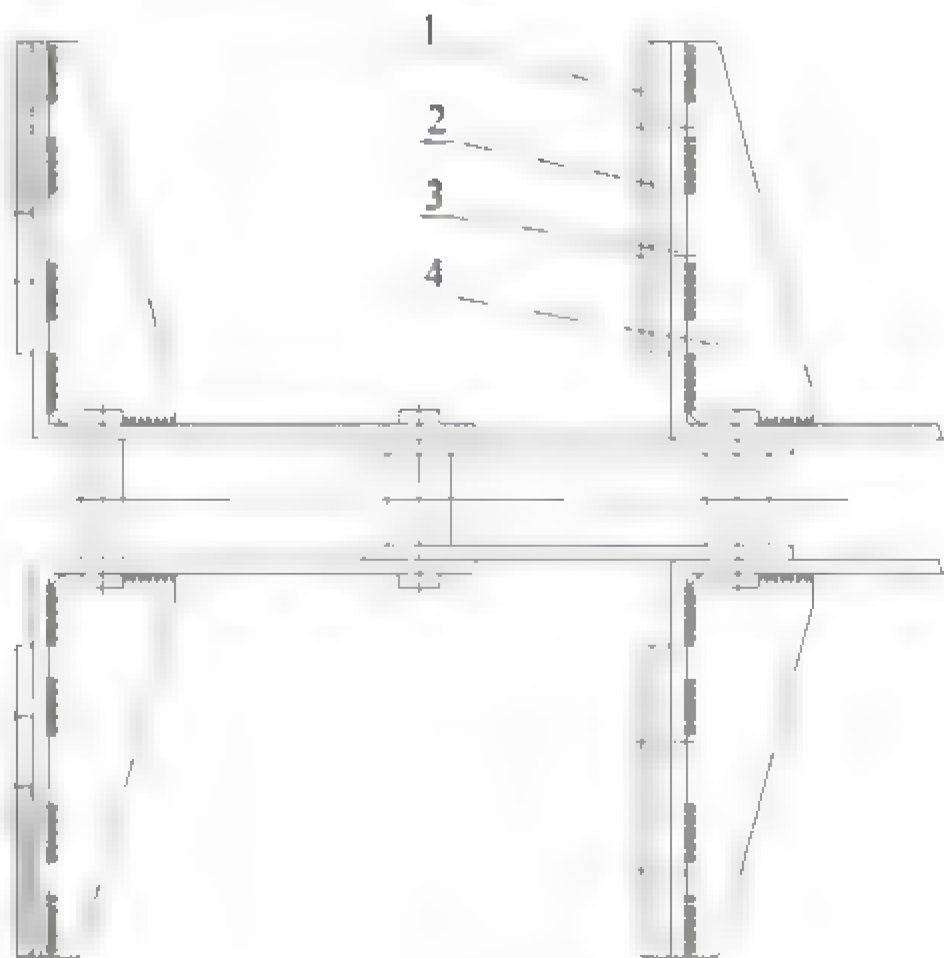


图 25-14 刮板示意图

1—压板；2—清扫刮板；3—输送刮板；4—筋板

埋刮板输送机头部机体与旋转定心总成通过螺栓连接，使输送机围绕筒仓中心旋转。

3. 钢丝绳加强装置

埋刮板输送机的主结构为一细长条形结构。工作时，在物料反作用力的作用下，结构容易产生向后的水平弯曲，严重时会影响埋刮板输送机的正常工作，因此在槽形结构的背面沿全长方向增设了拉紧钢丝绳，形成稳定的三角形结构。

4. 行走机构

国内目前以气动驱动方式为主，具有很好的过载保护和自动调节行走速度功能。埋刮板清仓机的行走机构有较高的可靠性要求，它既要保证足够的驱动力推动清仓机前进与切入料堆，还要能在遇到障碍物时实行自行保护。当埋刮板输送机箱体切入物料时，为防止设备在物料的反作用力下后退，在行走机构上设有防退装置。为确保棘爪准确无误的动作，在行走机构上设有助力装置，助力装置内设弹簧装置，顶住棘爪，保证棘爪不脱钩。行走机构上还装有配重，确保行走轮不打滑。图25-15所示为行走机构示意图。

5. 安全保护装置

为防止清仓机工作时，因筒仓卸料口堵塞

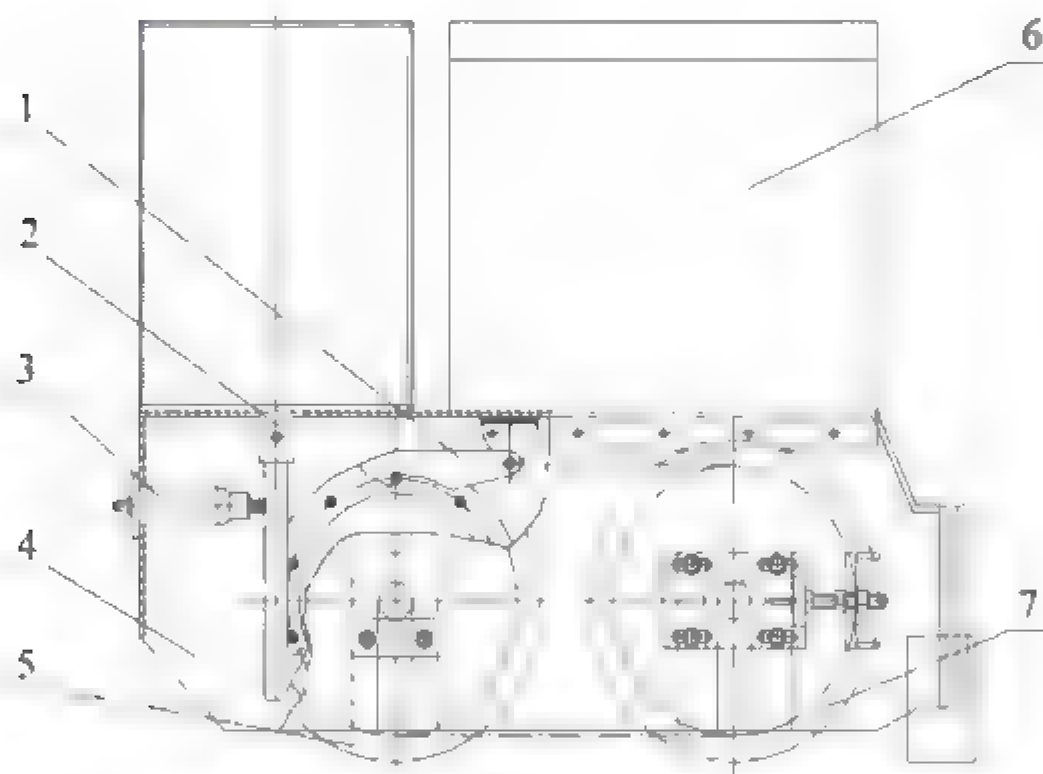


图 25-15　行走机构示意图

1—防退机构；2—驱动总成；
3—助力机构；4—行走台车；
5—驱动轮；6—配重总成；7—从动轮

或物料塌方、板结等原因，造成因清仓机过载、驱动元件和刮板链条损坏，需要设置堵料和断链保护装置，如图 25-16 所示。

25.3.3　总体计算

1. 驱动功率的计算

由于清仓机作业工况极为特殊且非常恶劣，特别是物料无规律的突然坍塌，对清仓机冲击十分严重，经常超负荷运行，这就给驱动功率计算带来很多困难和不确定因素。本书推荐较为简单实用的驱动功率计算公式，即

$$N=\frac{QL_0E_1E_2}{475} \tag{25-11}$$

式中：N ——驱动功率，kW；

Q ——额定生产率，t/h；

L_0 ——输送机长度，m；

E_1 ——物料特性系数，对于粮食取 1.2；

E_2 ——动力储备系数(见表 25-6)。

表 25-6　动力储备系数

E_2　清仓机长度/m 生产率/(t/h)	10	13	15
100	1.86	1.84	1.82
150	1.48	1.46	1.43
200	1.32	1.26	1.21

2. 行走机构推力计算

清仓机在清仓过程时壳体侧壁始终受到来自物料加堆产生的压力。由于仓内待清物料的加堆高度 h_i 是随着角度 λ_i 变化而变化，如图 25-17 所示。也就是说沿坐标轴方向靠近坐标原点处的物料加堆高度最大，产生的压力也

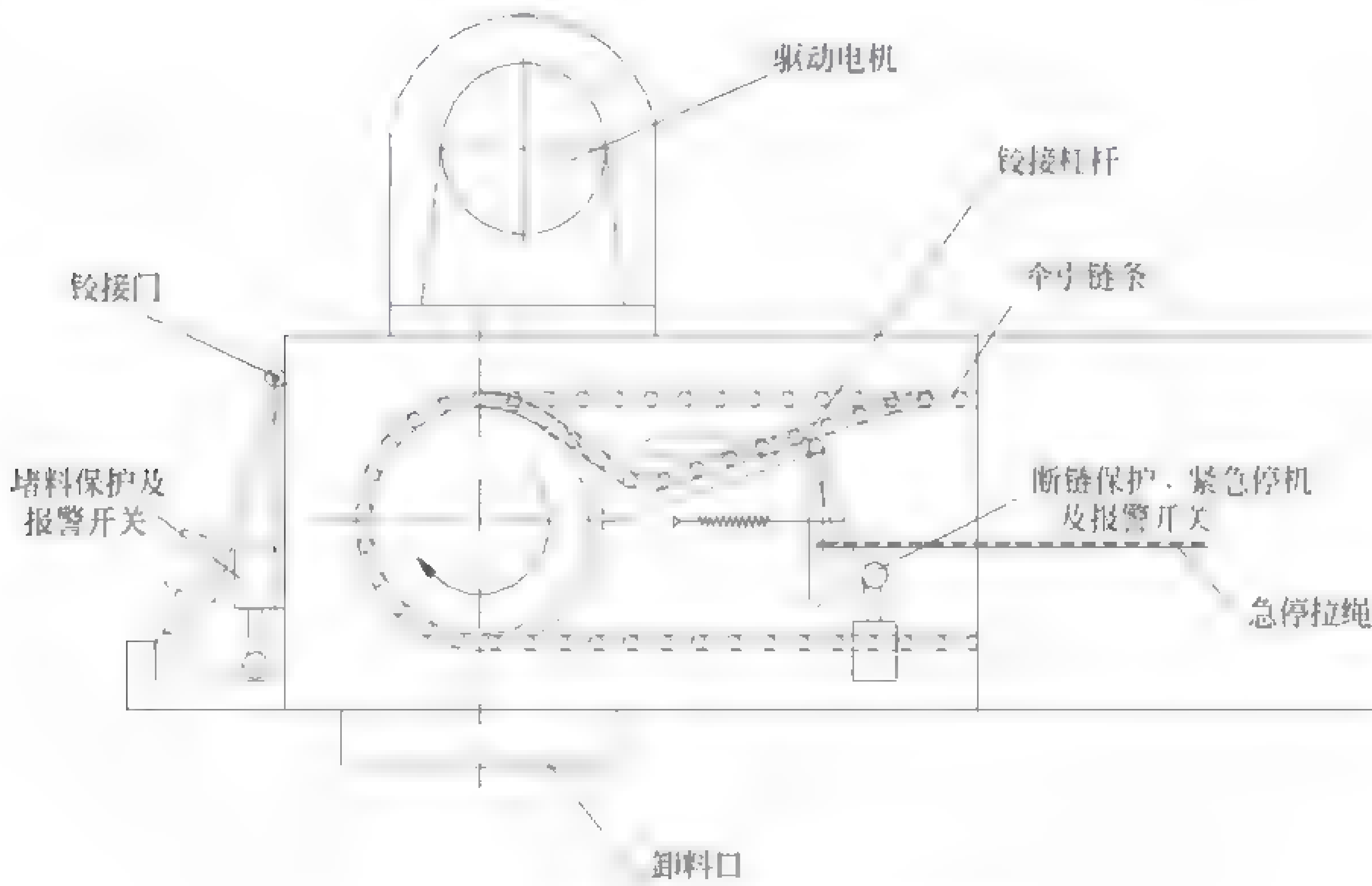


图 25-16　清仓机堵料和断链保护示意图

最大；而远离坐标原点的清仓机尾部处物料加堆高度最小，产生压力最小。综上，行走机构推力可按以下步骤计算。

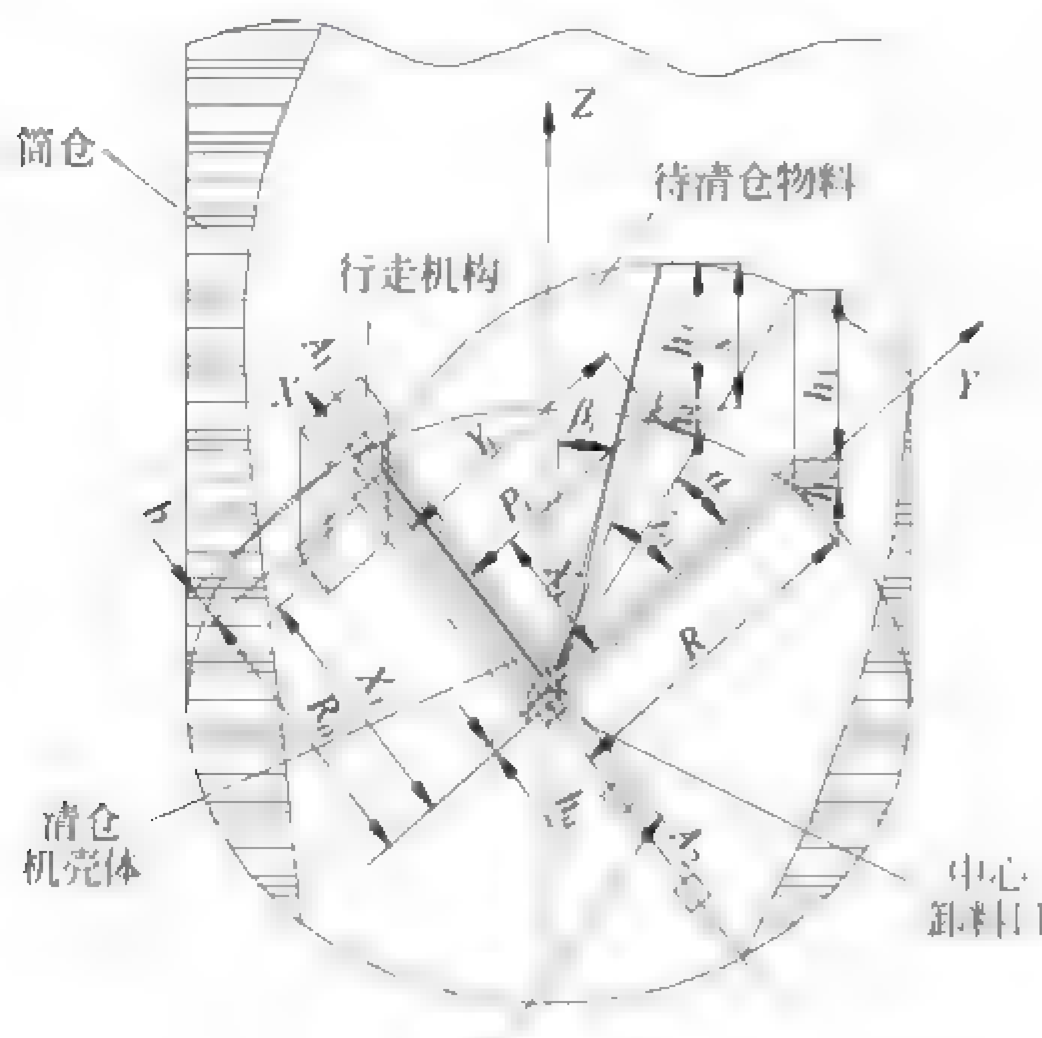


图 25-17　在 X 轴方向上不同高度物料对清仓机单位面积水平压力计算简图

1) 计算仓壁处物料加堆高度 h_i

$$h_i = R_0 \cdot \tan\alpha \cdot \cos\lambda_i \qquad (25\text{-}12)$$

式中：α——加堆的斜面与水平面的夹角，(°)；

λ_i——深度 h_i 处与坐标 y 轴的角度，(°)；($\lambda_i = \lambda_1, \lambda_2, \cdots$)

R_0——清仓机尾部至中心卸料口的半径，m。

2) 计算不同高度物料加堆对清仓机侧壁单位水平压力标准值 p_i

由于物料加堆对清仓机侧壁单位水平压力标准值是随着物料加堆高度 h_i 变化而变化，所以需分别求出对应 h_i 处的物料加堆对清仓机侧壁单位水平压力标准值，该水平压力标准值($p_i = p_1, p_2, \cdots, p_n$)通过粮食压力计算公式(《粮食平房仓设计规范》(GB 50320—2014))求得。

3) 行走机构推力计算

行走机构推力计算简图如图 25 18 所示。

(1) 物料加堆对清仓机机体绕中心卸料口回转时产生的阻力矩 M

$$M = \sum p_i \cdot \Delta X_i \cdot X_i \cdot h_e = (p_1 \cdot \Delta X_1 \cdot X_1 + p_2 \cdot \Delta X_2 \cdot X_2 + \cdots + p_n \cdot \Delta X_n \cdot X_n) h_e \qquad (25\text{-}13)$$

式中：M——物料加堆对清仓机机体绕中心卸料口回转时产生的阻力矩，kN·m；

ΔX_i——分别对应于 $p_1, p_2, \cdots, p_n$ 单位面积水平压力值作用在坐标 X 轴上的单位长度，m，计算时通常取 $\Delta X_1 = \Delta X_2 = \cdots = \Delta X_n$，$n$ 通常取 5～10；

X_i——分别对应于 ΔX_1、ΔX_2，…，ΔX_n 中心到中心卸料口的距离，m；

h_e——清仓机侧壁高度，m。

(2) 清仓机机体绕中心卸料口回转时，行走机构重力对行走机构行走轮轴承产生的摩擦阻力 P_f。

$$P_f = \mu_2 G_X \qquad (25\text{-}14)$$

式中：P_f——行走机构重力对行走机构行走轮轴承产生的摩擦阻力，kN；

μ_2——滚动轴承摩擦系数，通常取 0.0015～0.002；

G_X——行走机构自身重力，kN。

(3) 行走轮与混凝土地面滚动阻力 P_g

$$P_g = \frac{\mu_k}{r} \cdot G_X \qquad (25\text{-}15)$$

式中：P_g——行走轮与混凝土地面滚动阻力，kN；

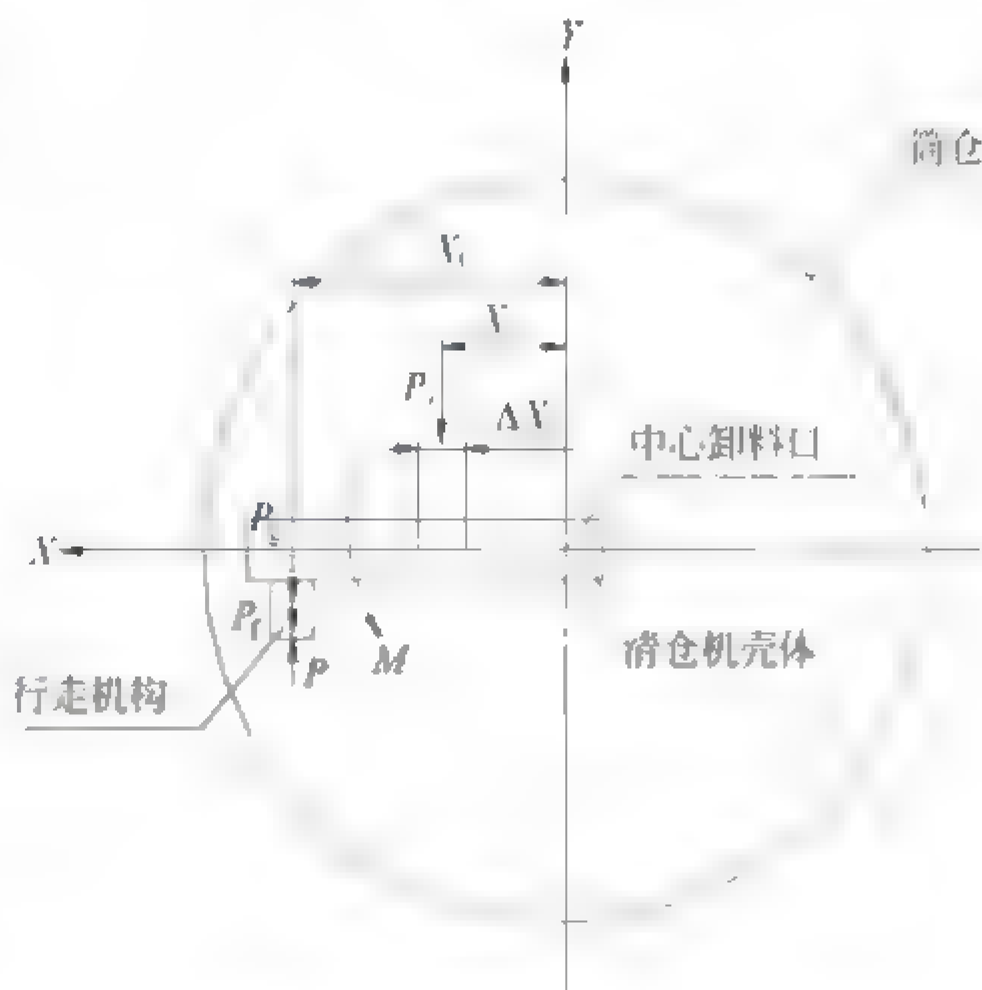


图 25 18　行走机构推力计算简图

μ_k ——行走轮(多采用橡胶轮胎)与混凝土地面的滚动摩擦系数,通常取0.0015;

r——行走轮半径,m。

(4) 理论行走机构推力 P_s

$$P_s = \frac{M}{X_t} + P_f + P_g \qquad (25\text{-}16)$$

式中:X_t——行走机构推力作用点到中心卸料口的距离,m。

(5) 行走机构推力 P

由于行走机构绕中心卸料口回转时,不仅要克服理论行走机构推力,同时还必须考虑到在清仓时物料突然坍塌和仓底物料板结给清仓机的阻力,而这些阻力随着物料坍塌部位、坍塌量,以及仓底物料板结程度而随时变化。综合考虑这些因素,可用下式计算行走机构推力 P:

$$P \geqslant kP_s = G_X\mu_X \qquad (25\text{-}17)$$

式中:k——行走机构推力修正系数,见表25-7;

μ_X——行走轮与混凝土地面的摩擦系数。

表25-7 行走机构推动力修正系数

k　生产率/(t/h) \ 清仓机长度/m	10	13	15
100	3.114	2.54	2.43
150	2.60	2.58	1.89
200	2.48	2.68	1.77

25.3.4 主要技术性能参数

国内外部分清仓机供应商产品的主要技术参数及性能见表25-8。表中数据主要根据厂家样本等公开信息整理而成,仅供参考,请以各厂家提供的最终版本为准。

表25-8 埋刮板清仓机主要技术参数表

生产率/(t/h)	100	150	200
筒仓仓径/m	20~32	20~32	20~32
埋刮板功率/kW	7.5~11	11~15	11~18.5
行走气缸压力/MPa	0.6~1.0	0.6~1.0	0.6~1.0
刮板链速/(m/s)	1.08	0.8	1.08
机槽宽度/mm	300	400	400
机槽高度/mm	215	260	260
刮板节距/mm	100	100	100

25.3.5 选型及使用中的技术要点

埋刮板清仓机的使用在很多方面与螺旋清仓机相同,本节仅列出不同之处,其他参考螺旋清仓机相关章节。

(1) 刮板链条:要选购质量稳定厂商的产品。链板材料为40Cr热处理优质钢材,具有很高的抗拉强度、耐磨性、抗冲击性。

(2) 气源及气动元件:粮食筒仓的工作环境比较恶劣,气缸及气动控制元件是行走机构的核心部件,因此,气缸及气动控制元件均选用质量优良、耐用的产品,适合在粉尘较大的恶劣环境下使用。气源应清洁,以保证驱动元件动作准确。

(3) 清仓机安装位置:移动式埋刮板清仓机安装在2m宽的通道上即可,埋入式埋刮板清仓机安装位置见图25-19。

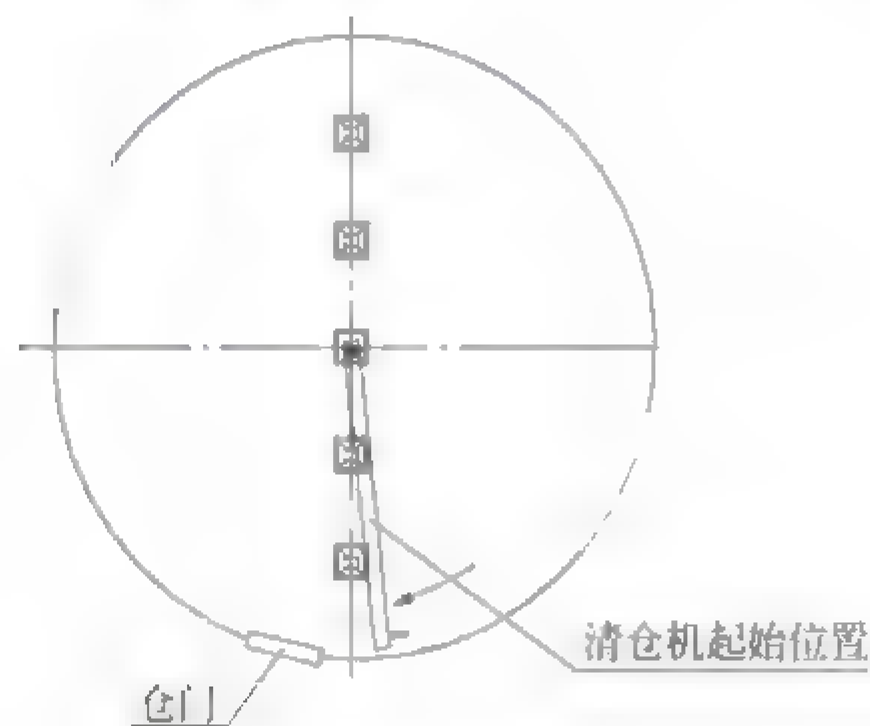


图25-19 埋入式埋刮板清仓机安装位置示意图

(4) 刮板的修理及更换:刮板链条为易损件,在清仓过程中,可能会由于碰到坚硬的物品造成刮板被撞弯,发生和箱体及导轨支承架相撞的现象。发生这种情况应立即停机更换刮板链条。

(5) 严禁人工扒料:在设备清仓工作时,严禁人员站在清仓机一侧或上面用辅助工具往清仓机开口一侧扒粮,以防物料坍塌,发生人员伤亡。

25.3.6 技术标准与规范

埋刮板清仓机的设计、制造、安装、使用、维修和保养参见第22章和25.2节相关内容。

参考文献

[1] 王鹰,陈宏勋,王国华,等.连续运输机械设计手册[M].北京:中国铁道出版社,2001.

[2] 机械工程手册电机工程手册编辑委员会.机械工程手册 第13卷 物料搬运设备卷[M].2版.北京:机械工业出版社,1997.

[3] 交通部水运司.港口起重运输机械[M].北京:人民交通出版社,2001.

[4] 张尊敬,汪苏.DTⅡ型带式输送机设计手册[M].北京:冶金工业出版社,2003.

[5] 北京起重输送机械设计研究院,武汉丰凡科技开发有限责任公司.DTⅡ(A)型带式输送机设计手册[M].2版.北京:冶金工业出版社,2013.

[6] 黄学群,唐敬麟,栾桂鹏.运输机械选型设计手册[M].2版.北京:化学工业出版社,2011.

[7] 王世钧,任文斗.气垫带式输送机设计选型手册[M].北京:化学工业出版社,1995.

[8] 宋伟刚.通用带式输送机设计[M].北京:机械工业出版社,2006.

[9] MILLS D. Pneumatic Conveying Design Guide[M]. Second Edition. Elsevier Butterworth-Heinemann. Typeset by Charon Tec Pvt Ltd, Chennai, India. ISBN 0 7506 5471 6.

[10] MILLS D, AGARWAL V, JONES M G. Handbook of Pneumatic Conveying Engineering[M]. Marcel Dekker, Inc.,2004.

[11] 杨伦,谢一华.气力输送工程[M].北京:机械工业出版社,2006.

[12] 栾桂鹏,姜凤起,姜生,等.运输机械设计选用手册[M].北京:化学工业出版社,1998.

[13] 李炳穆.一种自行开发的平底筒仓螺旋清仓机[J].港口装卸,2002(1):33-34.

[14] 白雪峰.新型埋式螺旋清仓机[J].粮油装备与自动控制,2006(2):35-37.

[15] 张质文,虞和谦,王金诺,等.起重机设计手册[M].北京:中国铁道出版社,1998.

第4篇

港口连续装卸机械

第26章

链斗卸船机

26.1 概述

链斗卸船机是一种用以海船或驳船卸船作业的散货连续卸船机，它以垂直设置的链斗提升机为主体，以封闭循环的无端链条为牵引构件，利用一连串连续运行的链斗从船舱挖取并提升物料，再通过回转给料盘授料机构、带式输送机等物料输送设备将物料卸至码头。链斗卸船机外观如图26-1所示。

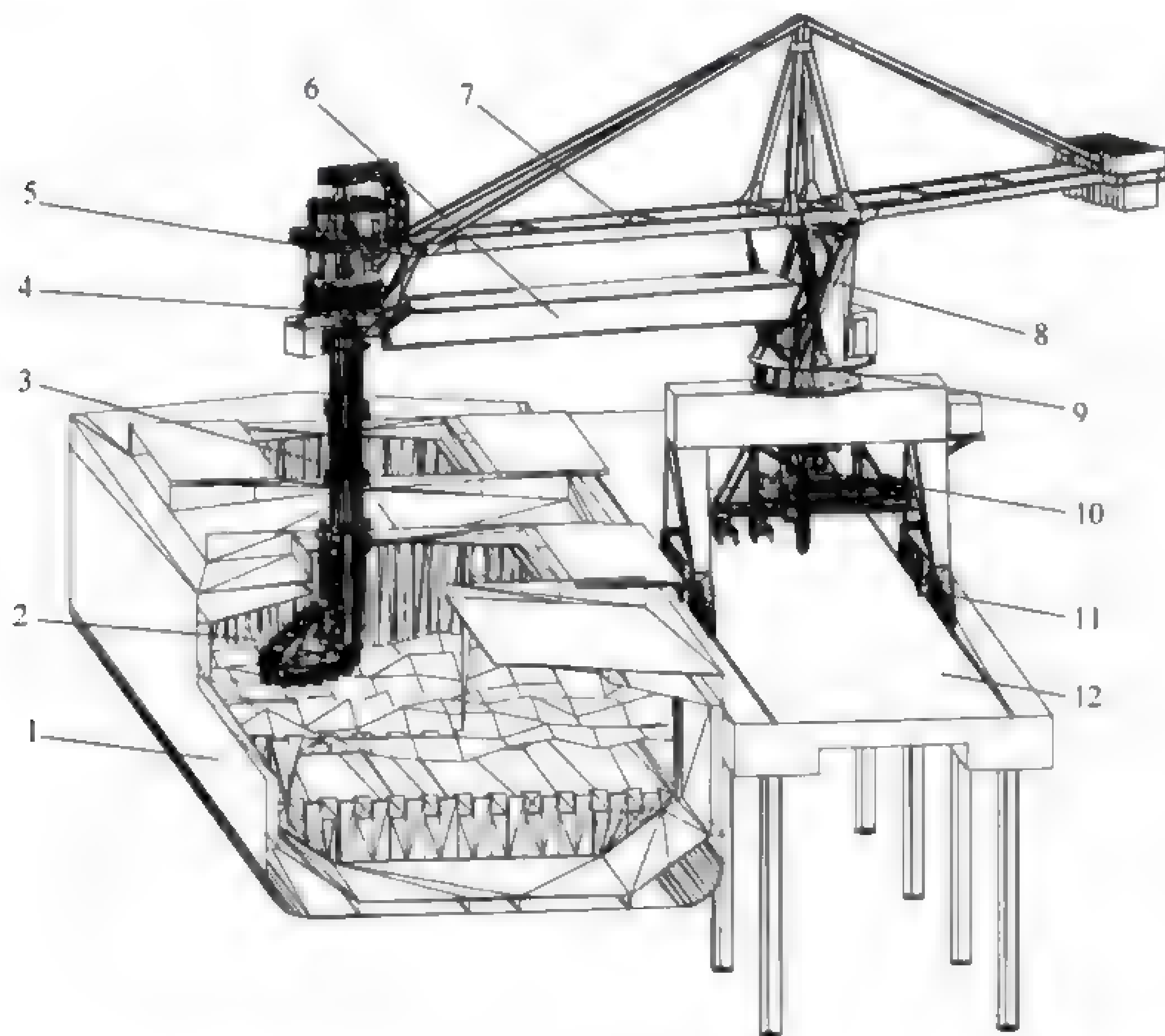


图26-1 链斗卸船机

1—海船；2—取料头部；3—链斗提升机；4—L形托架；5—授料装置；6—臂架带式输送机；7—臂架系统；8—液压缸；9—回转机构；10—输出带式输送机；11—大车行车机构；12—码头

26.1.1 工作原理及特点

链斗卸船机的主要机构包括链斗取料提升机构、授料机构、臂架俯仰机构、转台回转机构、大车行走机构、带式输送系统等。其工作原理如图 26-2 所示。链斗卸船机的卸船流程通常包括以下步骤：

(1) 物料由链斗提升机连续挖掘提升；

(2) 在链斗提升机顶部链斗翻转将物料卸至授料机构；

(3) 授料机构将物料卸入臂架带式输送机；

(4) 物料从臂架带式输送机经输出带式输送机至码头带式输送机。

与传统的抓斗卸船机相比较，其主要优点为：

(1) 对码头负载小：由于链斗卸船机工作时整机重心变化范围小，与相同能力的抓斗卸船机相比，对码头负载可降低 10%～20%。卸船能力越大，该特点越明显。

(2) 取料能力稳定：通过对输出带式输送机输出量和链斗机构挖掘力矩的检测，可以控制取料头的物料挖掘量，使得卸船机对码头带式输送机的供料能力恒定。因此在设计码头带式输送机时，无须考虑码头带式输送机容量安全系数，可减少建设成本。

(3) 操作简便，易实现自动化：司机只需控制链斗卸船机取料头的移动方向，其大车、臂架回转、链斗提升机回转和俯仰等机构的联动动作均可实现由计算机控制完成。卸船机在每一层工作面上的取料工艺都是相似的，因此操作方便，且易于实现半自动化或自动化作业。

26.1.2 应用范围

链斗卸船机可用于铁矿石、煤炭、石灰石、砂土、化肥原料和原糖等各种散装物料的卸船作业。其在钢厂、电厂、大型专业散货码头上的应用日益广泛。

26.1.3 相关技术标准与规范

目前各生产厂家在设计、验收链斗卸船机时，主要参照的国际标准有《移动式散料连续搬运设备设计准则》(FEM 2.131/2.132(1997))和《移动式散料连续搬运设备 第一部分》(ISO 5049-1—1994)。在设计钢结构部分时参照其国家的起重机钢结构设计规范。

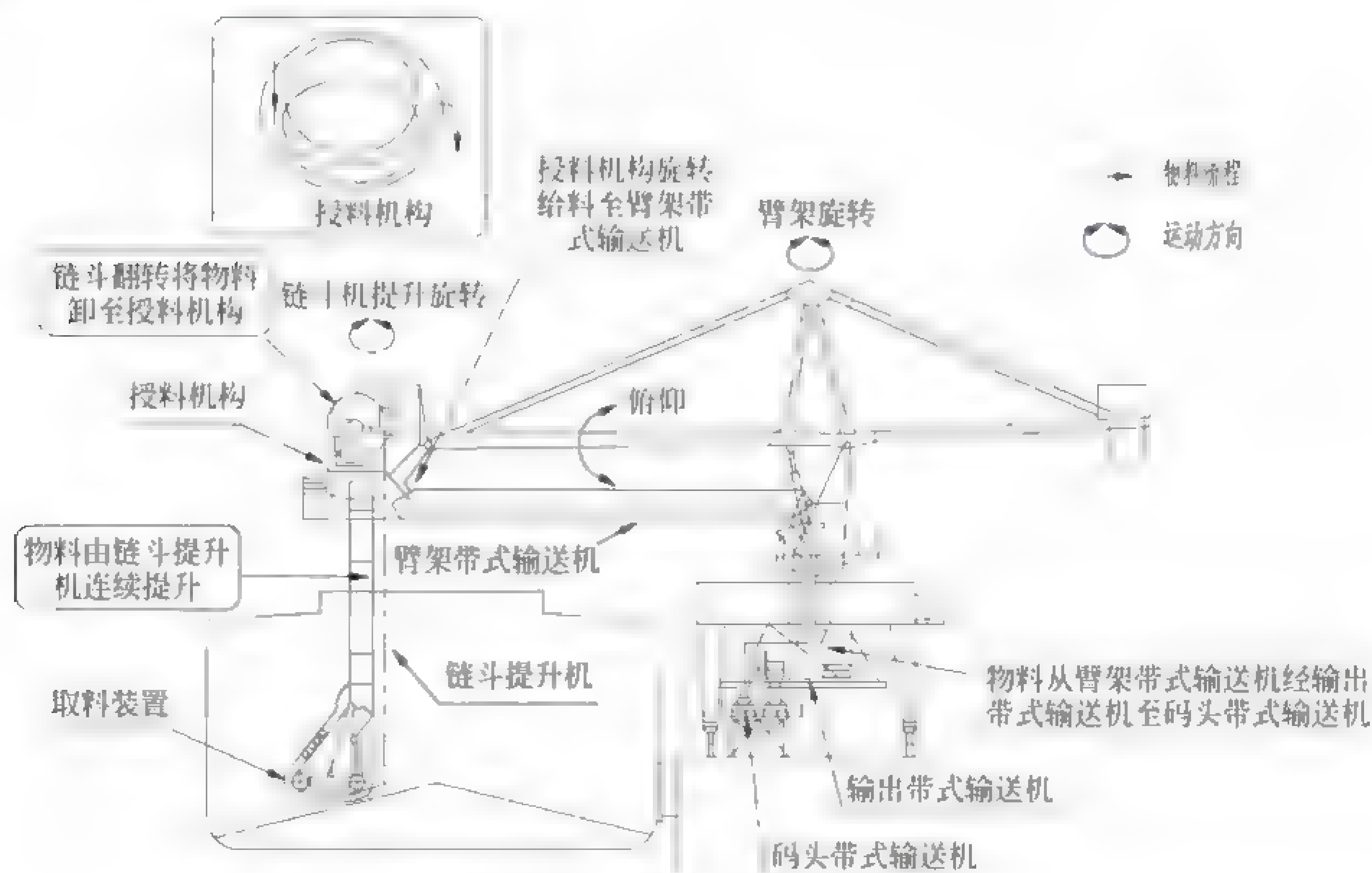


图 26-2 链斗卸船机工作原理

国内在2005年颁发了机械行业标准《移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范》(JB/T 8849—2005),该规范是对ISO 5049-1—1994的修改采用。

26.2 链斗卸船机类型与基本参数

26.2.1 形式分类

链斗卸船机按照被卸船型分为两大类:海船用链斗卸船机(见图26-3)和驳船用链斗卸船机(见图26-4)。

海船用链斗卸船机和驳船用链斗卸船机的主要区别在于,前者挖掘取料头下部通常呈"L"形,且整个挖掘取料头可以在360°范围内旋转;而后者不具备这个特点,且后者由于回转半径较小,臂架和配重梁多采用整体桁架式。

26.2.2 基本参数

1. 额定卸船能力

链斗卸船机的额定卸船能力通常由码头卸船工艺决定,额定卸船能力需和接卸船型相匹配。目前,针对15万~40万t级铁矿石船型,额定卸船能力最大可达4500t/h,见表26-1。

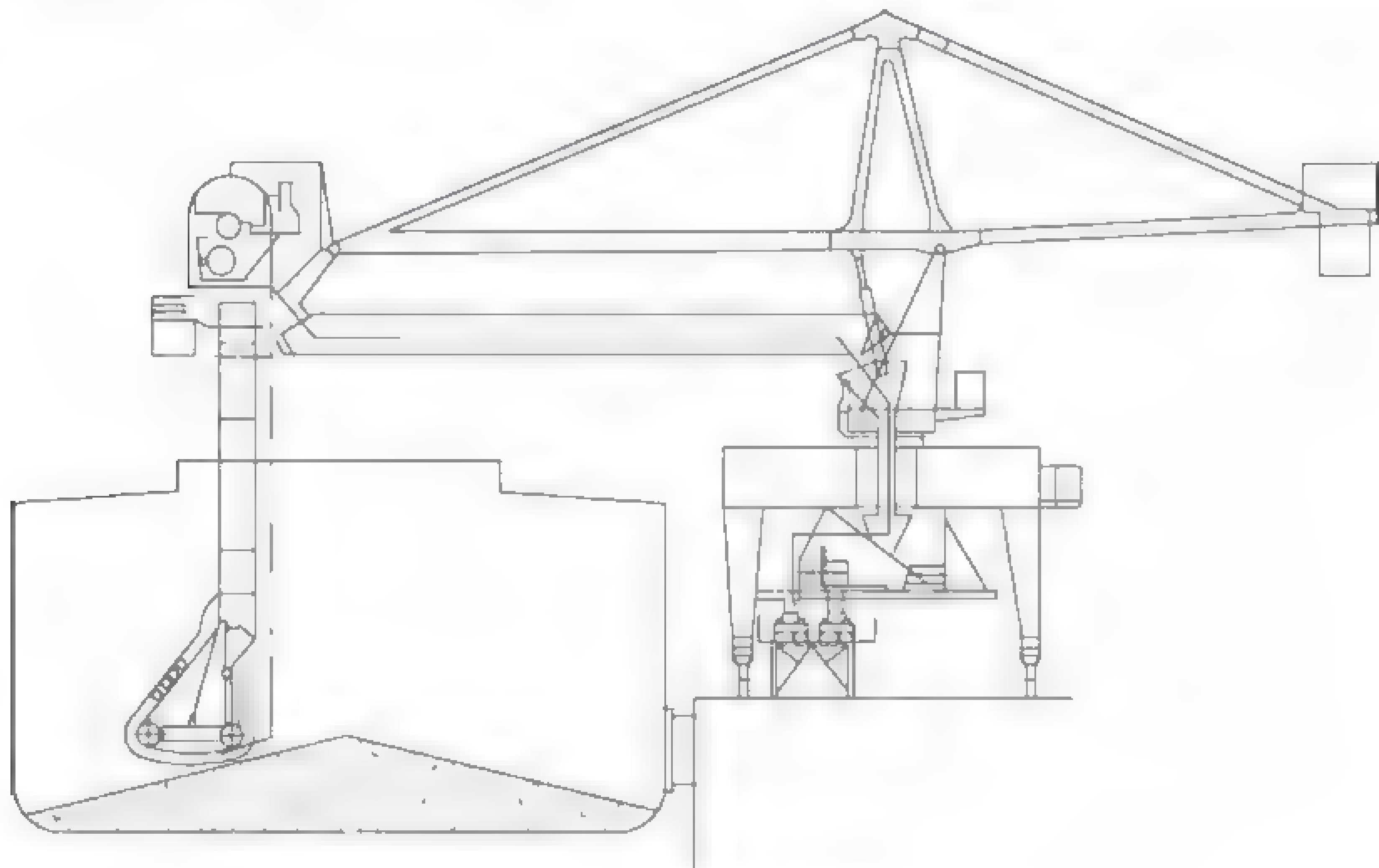


图26-3　海船用链斗卸船机

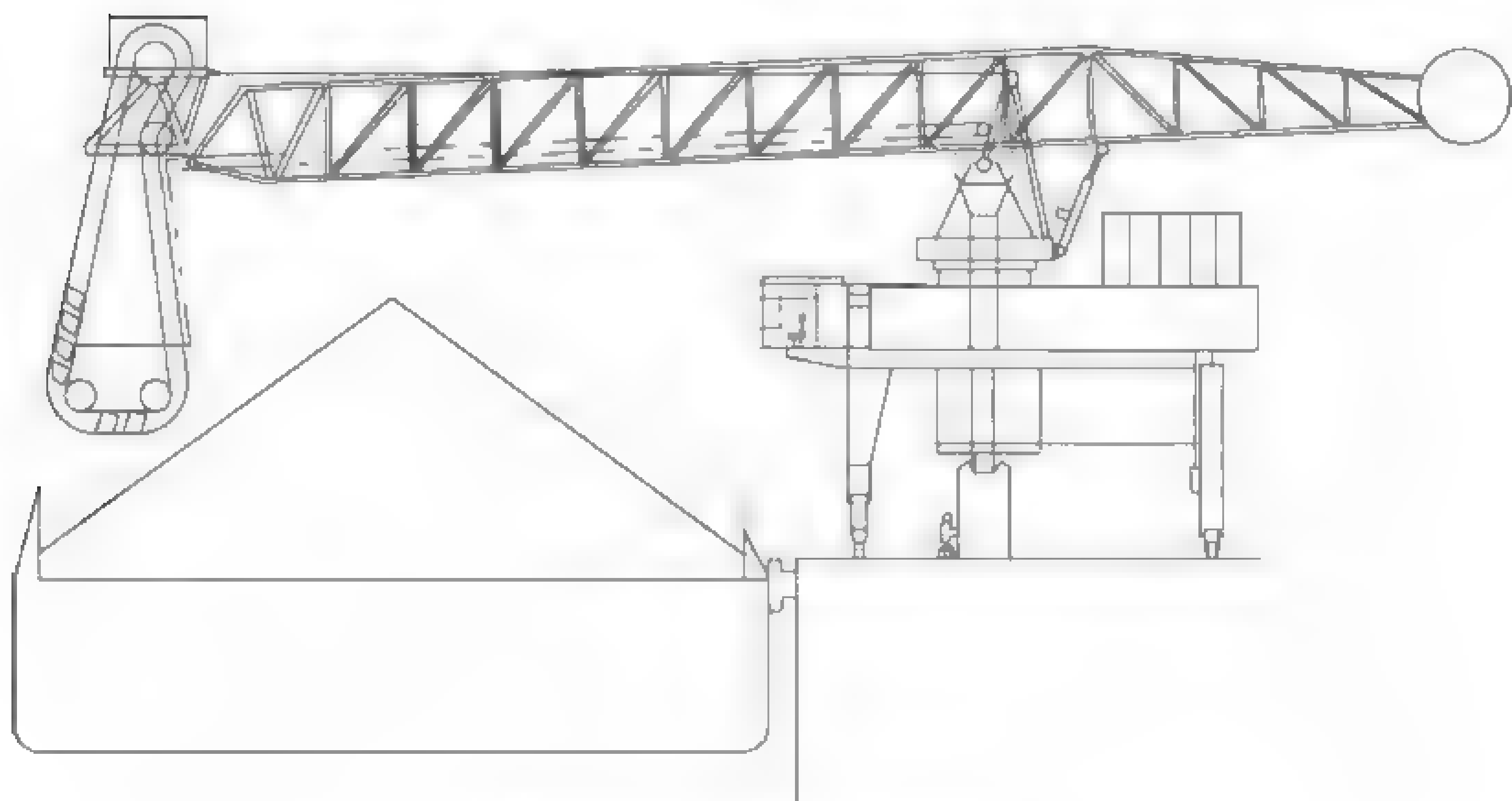


图26-4　驳船用链斗卸船机

表 26-1　较常用的额定卸船能力举例

接卸船型	接卸物料	额定能力/(t/h)
1 万 t 级以下驳船	煤炭、砂石等	800～1200
7 万 t 级以下海船	煤炭、石灰石等	1200～1800
7 万～15 万 t 级海船	煤炭等	1500～2200
15 万 t 级以上海船	煤炭	2000～3000
15 万 t 级以上海船	铁矿石	3000～4500

2. 设计船型

链斗卸船机的设计船型通常按码头未来一段时间内主要接卸船型为准。设计船型大于接卸船型，会导致卸船机笨重不灵活，影响卸船效率，增加单位卸船能耗。

26.3　主要机构及其组成

链斗卸船机主要由以下部分组成：链斗取料提升机构、授料机构、臂架系统与俯仰机构、运行机构与回转机构、带式输送系统等。

1. 链斗取料提升机构

链斗取料提升机构是取料头通过链斗挖掘物料，提升机通过链斗将物料提升至授料机构。链斗链条的驱动机构在 L 形结构顶部，通过链齿带动链条牵引链斗运动。

均布的链斗通常与两侧链条连接，常用的链条有片式链和履带链两种。片式链主要是大节距的套筒滚子链，承载能力大，横向刚度好，加工制造比较方便。缺点是零件较多，重量较大。履带链为非标结构，重量小，但制造工艺要求高。早期的小能力链斗卸船机曾采用焊接圆环链，现已淘汰。但不管采用何种形式的链条，链条的设计寿命一般都不低于 10000h。

提升机抛料区段头部罩壳的形状应与料斗卸船时的抛物曲线相适应，以尽量减少物料对罩壳的冲刷并使料斗卸下来的物料能完全进入导料槽中。头部罩壳上受物料经常冲刷的部位，一般装有耐磨材料。此外，由于链斗提升机要求实现 360°全回转作业，所以在头罩顶部装有链斗提升机的中心集电器，L 形托架处有链斗提升机的回转驱动机构，利用回转支承轴承实现回转动作。

取料头部设有张紧液压缸，以实现卸船机正常挖掘与清舱的功能转换。根据工作原理可将目前运用较多的取料头分为三类：摆动式、伸缩浮动式、固定式。

1）摆动式

垂直筒体下方设有摆动液压缸，取料头部设有张紧液压缸，利用平行四边形原理(图 26-5 中 A、B、C、D 四点组成平行四边形)，取料头下部可以实现平移，整个取料头部可以进一步靠近舱壁，以适应各种船型，如图 26-5、图 26-6 所示。

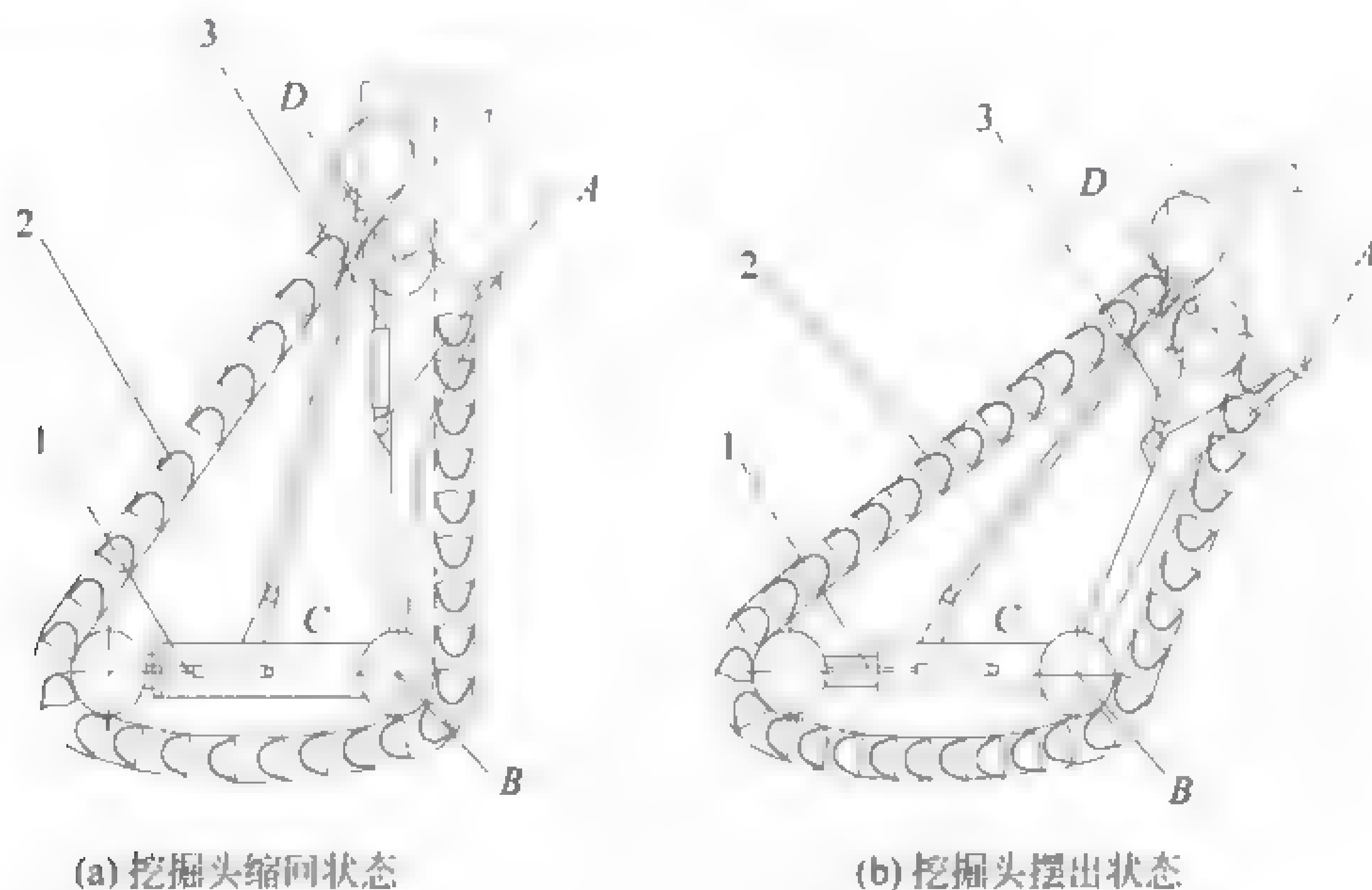


图 26-5　摆动式挖掘取料头
1—张紧液压缸；2—链斗；3—摆动液压缸

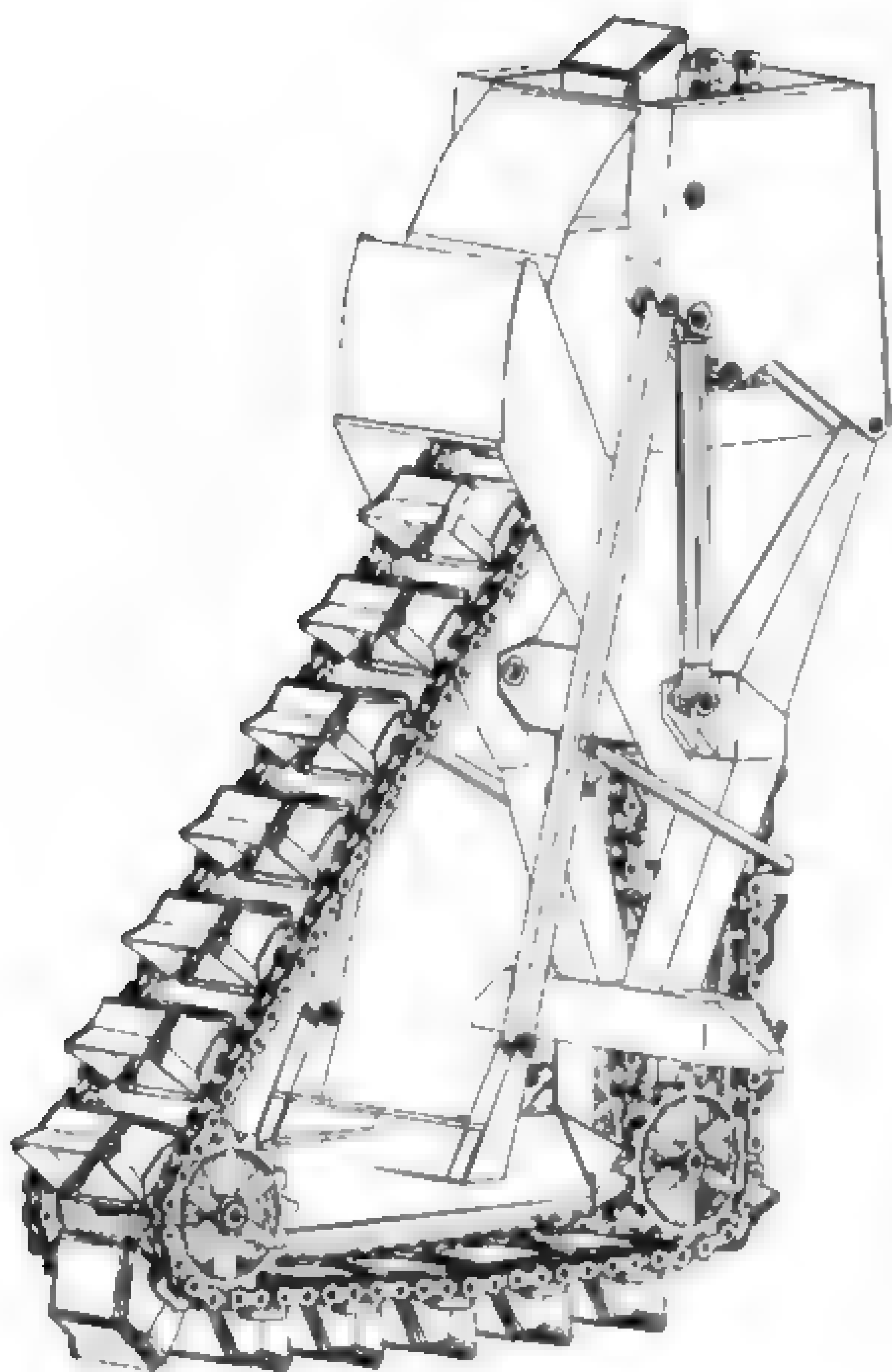


图 26-6　摆动式挖掘取料头三维图

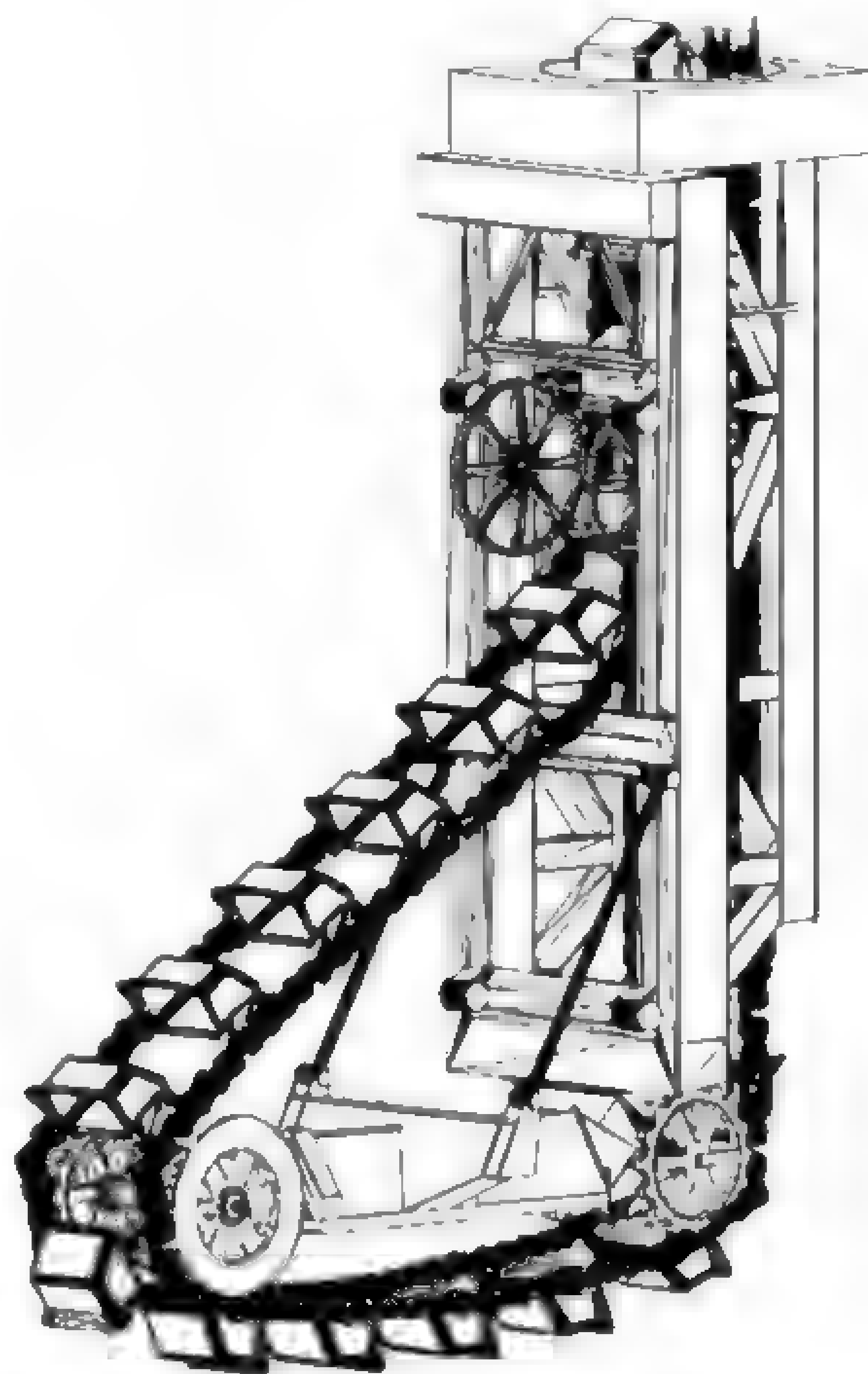
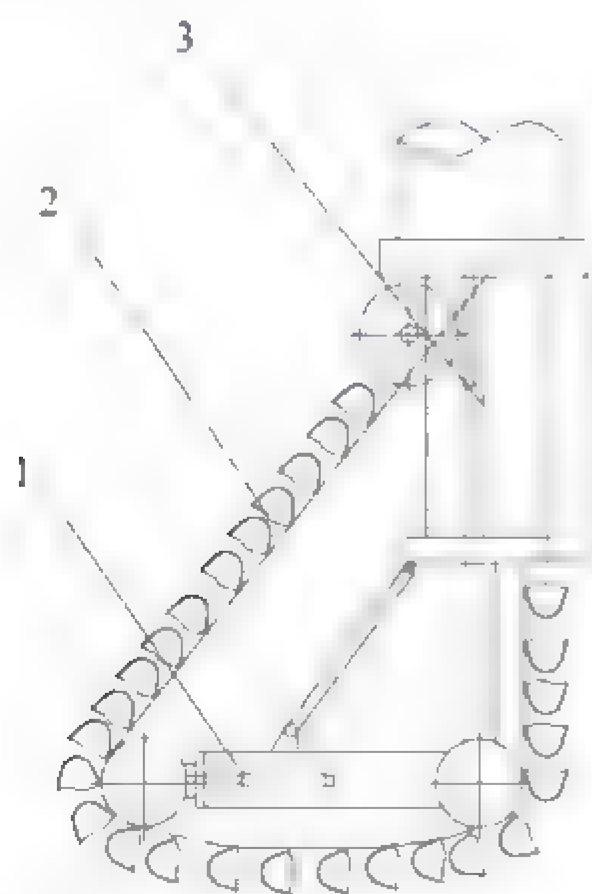


图 26-8　伸缩浮动式挖掘取料头三维图

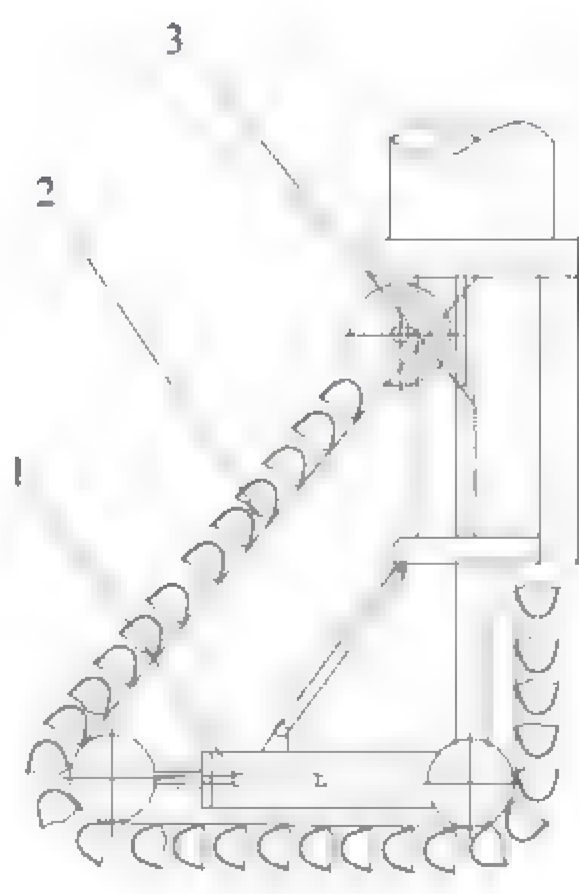
2）伸缩浮动式

筒体下方设有摆动伸缩液压缸，取料头部设有张紧液压缸，通过摆动伸缩液压缸及张紧液压缸的联合动作，改变取料头下部的长度，使取料头部可以进一步靠近舱壁，以适应各种船型，如图 26-7、图 26-8 所示。

以上两种形式的取料头可以检测和有效补偿因船体颠簸、船舱内物料坍塌等引起的垂直方向的冲击载荷，同时也能侦测和补偿过挖掘、撞击等引起的水平冲击载荷。上海振华重工研制的链斗卸船机的取料头多为这两种形式之一。



(a) 挖掘头缩回状态



(b) 挖掘头伸出状态

图 26-7　伸缩浮动式挖掘取料头

1—张紧液压缸；2—链斗；3—摆动液压缸

3）固定式

固定式挖掘取料头只在取料头部设有张紧液压缸，仅通过链条悬垂量来补充船体颠簸冲击，通常用于卸船能力较小的链斗卸船机，如图 26-9 所示。

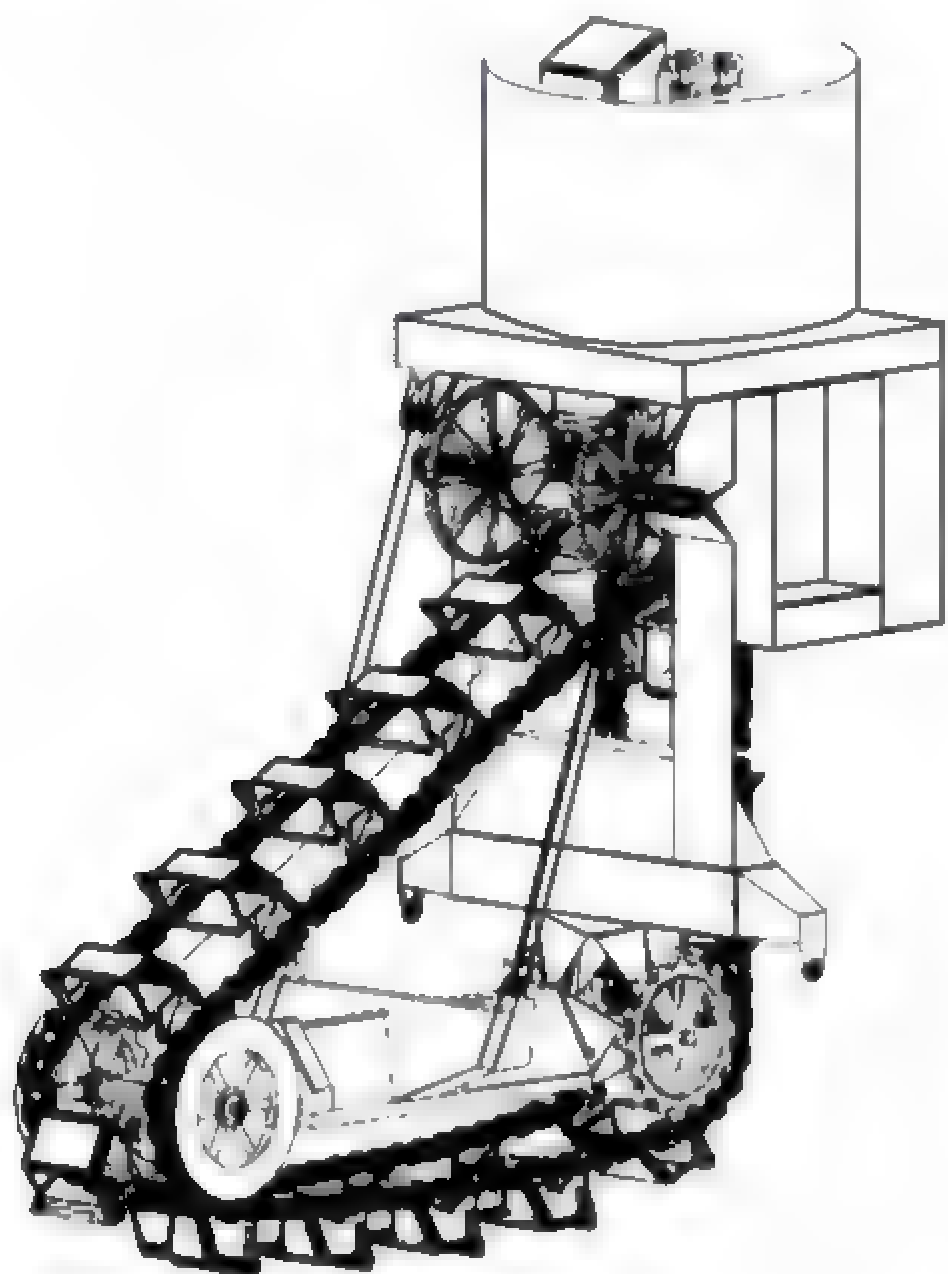


图 26-9　固定式挖掘取料头三维图

2. 授料机构

授料机构用来接受链斗提升机卸出的物料，并把物料转入到臂架带式输送机。

当卸船机的链斗提升机不能作 360°回转（如驳船用链斗卸船机），此时的授料机构仅是一个普通的漏斗。当提升机与 L 形托架垂直时，提升机卸料口可作 360°回转，因此授料机构必须在提升机回转到任意角度时，都能接受其卸下的物料，这类授料机构在实际运用中主要有以下两种形式：

1）回转给料盘

回转给料盘由一组支承轮和水平轮支承与导向，在驱动装置的带动下进行回转。回转给料盘内的物料随回转给料盘作圆周运动，回转至卸料口处，物料被挡板卸入溜槽，进入臂架输送机。这种授料器结构比较简单，能耗较小，采用驱动给料形式，不易堵料，但挡板及固定周板易磨损，有物料接触处需装有耐磨板并及时更换耐磨板。目前大多数链斗卸船机都采用此形式授料机构，见图 26 10。

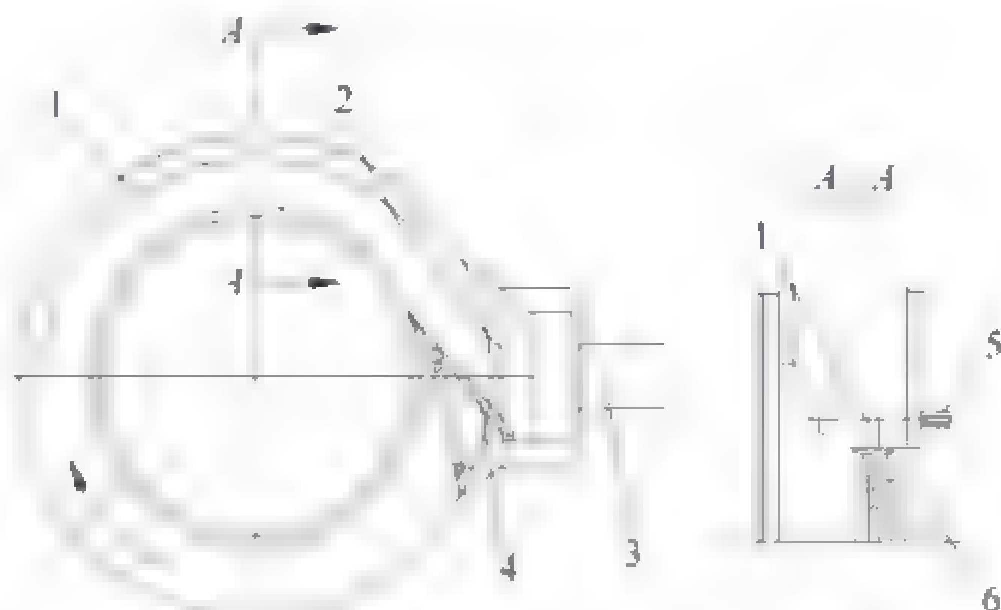


图 26-10　回转给料盘
1—回转盘；2—物料；3—臂架输送机；
4—挡板；5—水平轮；6—支承轮

2）螺旋溜槽

提升机位于螺旋溜槽中心，长螺旋溜槽为左右各一片。溜槽固定于漏斗体，落入漏斗内的物料沿着螺旋片溜至卸料口，通过导料槽进入臂架输送机。当提升机在接近卸料口附近卸料时，由于物料从漏斗上方落至导料槽上的落差太大，为此在漏斗的这部分另外设置了两段短的螺旋片（左右螺旋各一片）。这种授料器本身无能耗，密封性好，不易扬尘。其缺点是为了保证螺旋片能顺利排料，漏斗的高度尺寸较大，增加了卸船机的高度，且增加了提升段的能耗。此外，对于含水量较大的粉状物料或黏结性大的物料，漏斗易堵料，如图 26-11 所示。

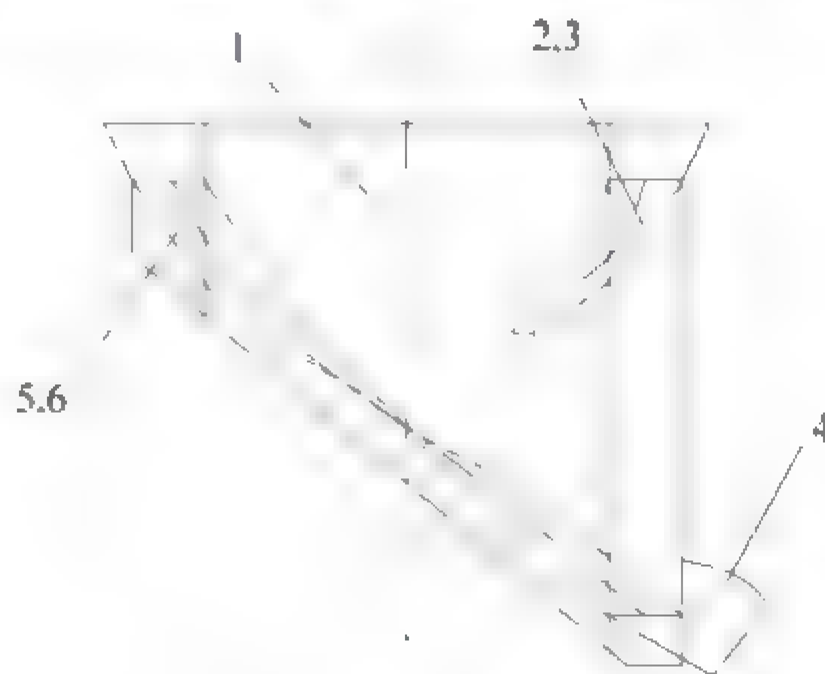


图 26-11　螺旋溜槽
1—漏斗体；2,3—短螺旋片；
4—导料槽；5,6—长螺旋片

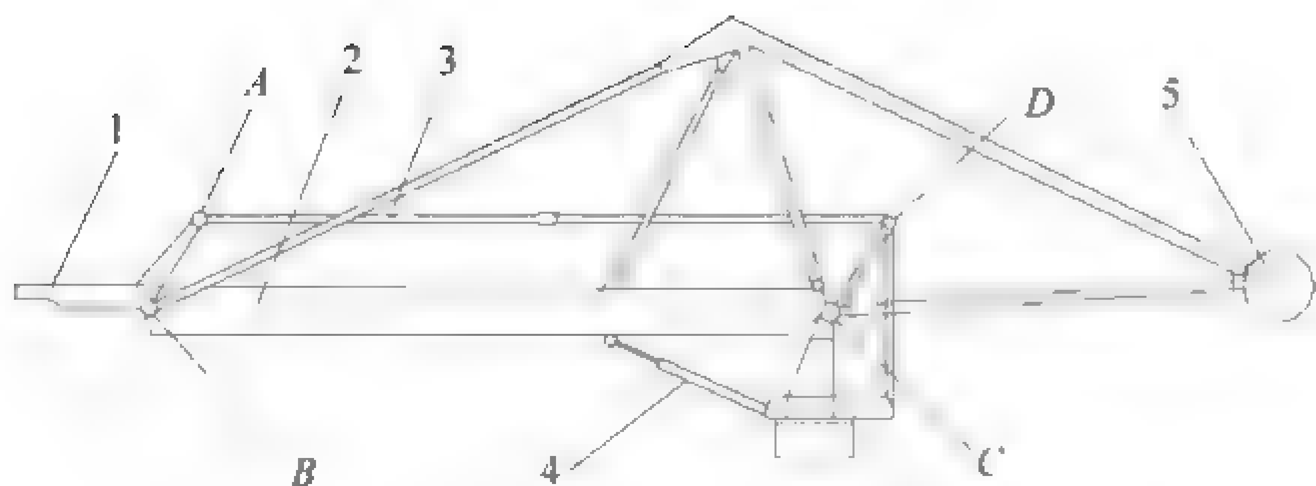


图 26-12　上部结构整体式臂架系统

1—L形托架；2—大梁；3—上部结构；4—液压缸；5—配重

3. 臂架系统与俯仰机构

1) 臂架系统

如图 26-12 所示，臂架系统的 ABCD 四个铰点连线形成一个平行四边形，因此无论臂架处于何种角度，位于臂架前端的 L 形托架总是处于水平状态，从而保证支持在托架上的提升机机架始终处于竖直状态。臂架系统的主要上部结构分为整体式(见图 26-12)与桁架式(见图 26-13)两种形式。

桁架式臂架系统一般用于小型链斗式卸船机，其臂架刚度要求没有整体式臂架系统高。

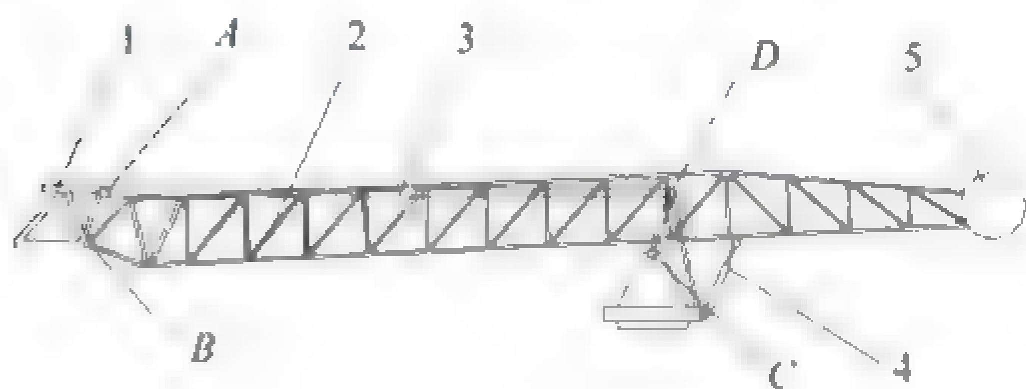


图 26-13　桁架式臂架系统

1—L形托架；2—大梁；3—拉杆；4—液压缸；5—配重

2) 俯仰机构

链斗卸船机的臂架俯仰常采用液压缸传动。液压缸可前置或后置，通过液压缸推动或拉动臂架系统实现俯仰动作。也可采用钢丝绳和卷筒作为俯仰机构，但运用得极少。

4. 运行机构及回转机构

链斗卸船机的运行机构的工作原理、结构特点和设计计算方法与起重机械类似。链斗卸船机的运行机构是一个工作性机构，即在卸船过程中需大车行走连续动作，不同于一般轨道式起重机械中仅为非工作机构。

目前回转机构主要采用驱动小齿轮带动回转支承大齿圈来实现回转动作。

5. 带式输送系统

链斗卸船机的带式输送系统通常由带式输送机及转接溜槽或漏斗组成。与其他散货物料带式输送系统相类似，在各带式输送机上设有罩壳，在各带式输送机的下方通常设有接料槽，用以回收撒料。

26.4　主要参数的确定

26.4.1　机构的工作级别

链斗卸船机通常总持续使用时间大于50000h，链斗卸船机的整机工作级别为 A8。

根据链斗卸船机各机构的实际使用状况，对各机构分级，见表 26-2。

表 26-2　机构工作级别

机构名称	使用等级	载荷状态	工作级别
链斗提升机	T8	L4	M8
回转给料盘	T8	L4	M8
带式输送机	T8	L4	M8
臂架俯仰机构	T5	L3	M6
臂架回转机构	T7	L3	M8
提升机回转机构	T7	L3	M8
大车运行机构	T7	L3	M8

26.4.2 总体参数的确定

1. 提升机中心至卸船机中心的距离 R

R 值是臂架处于水平状态下计算的，它等于臂架前后铰点距离、臂架前铰点至提升机中心的距离及臂架后铰点至卸船机回转中心的距离之和。臂架前铰点至提升机中心的距离由结构设计确定，而臂架前后铰点的距离主要取决于接卸船舶的型宽。

2. L 形托架下提升机的高度 H

H 值为 L 形托架与大梁铰点至链斗底部的竖直距离。H 值应保证当链斗触及舱底且卸船机沿着整个船舱作业时，L 形托架下方都高于舱口面的各种障碍物(包括竖起的舱盖板)，以保证卸船机的安全工作。

3. 取料机头水平段的长度 L_0

L_0 值应保证当机头垂直于舱壁，且料斗的最外缘与舱壁保持一个安全距离时，链斗提升机的筒体外表面至舱口边有一个合适的距离。当卸船机有若干种作业船型时，应按各种船舱中的最大 K 值(见图 26-14)考虑。此外，L_0 确定后应验算取料机头能否方便地进出各种船舱舱口。

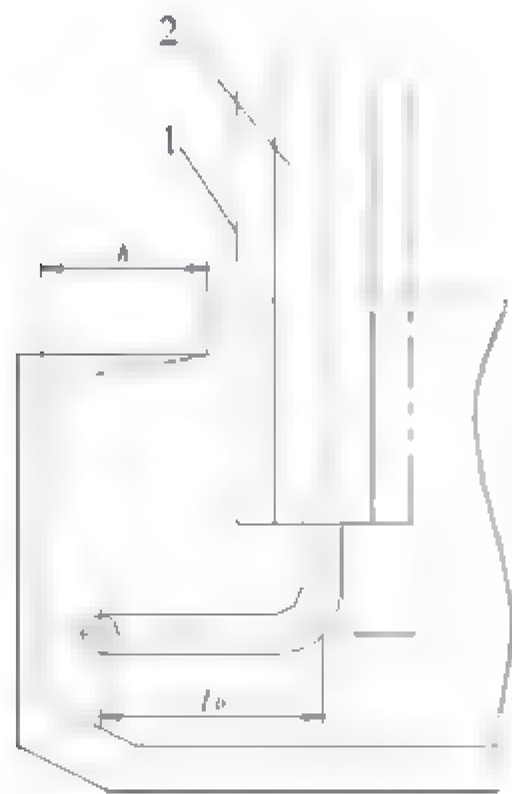


图 26-14 取料机头水平段长度
1—防碰撞钢丝绳；2—提升机筒体

4. 俯仰角度 α

俯仰角度分为 3 种：最大工作俯角 α_1、最大工作仰角 α_2、最大非工作仰角 α_3，见图 26-15。

在确定臂架俯仰角度范围时，需综合考虑接卸船型尺寸、臂架带式输送机允许倾角、码头潮差等因素，在设计时尽量使最大工作俯角 α_1 接近于臂架带式输送机但最大允许下倾角，一般不大于 18°，以使达到相同的挖掘深度时尽可能缩短取料头的长度，使整机制造和使用更经济。最大工作仰角 α_2 接近于臂架带式输送机最大上倾角。最大非工作仰角 α_3 应保证船舶在空载、最高水位时，吊挂清舱机的卸船机取料头能顺利进出各船舱。

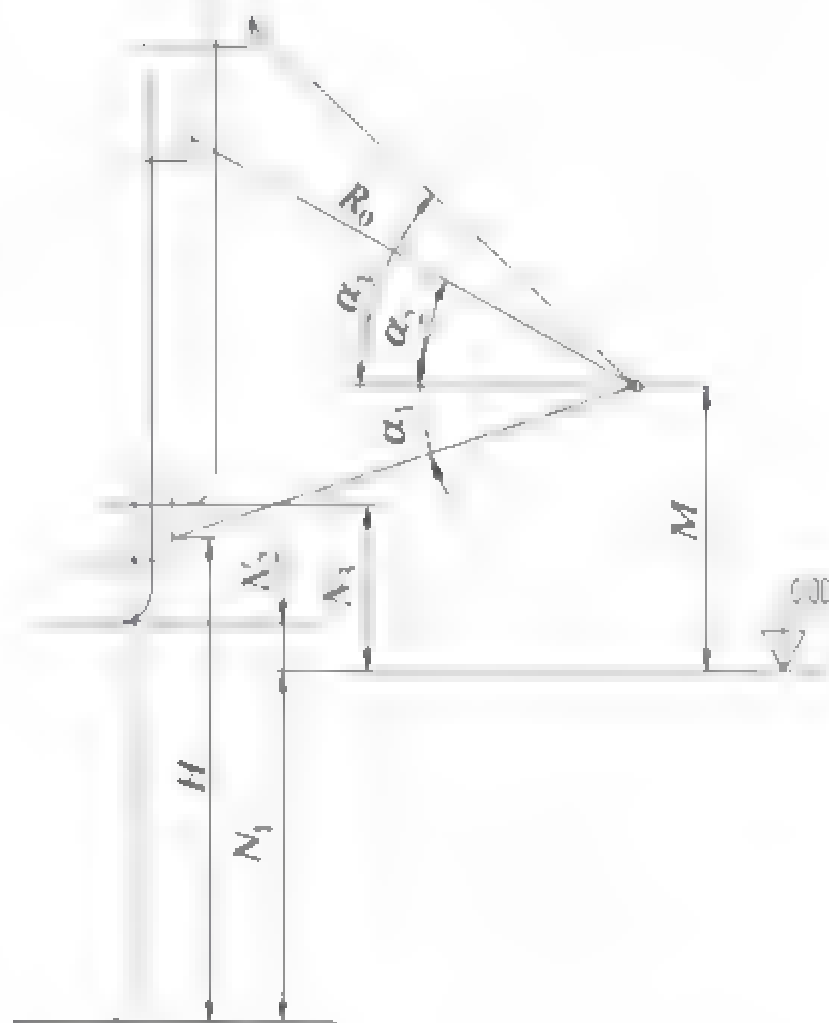


图 26-15 俯仰角度计算简图

5. 卸船机的轨距 L

L 指卸船机运行轨道之间的距离。L 值应尽可能选择码头起重机标准轨距，因为很多场合在同一码头上会同时装备有连续式卸船机和起重机械。

26.4.3 主要技术参数

链斗卸船机的主要技术参数有额定生产率、链条速度、斗距、斗容积、行走速度、臂架回转速度、链斗提升机回转速度和臂架俯仰速度。

1. 额定生产率

链斗卸船机的额定生产率取决于链条速度、斗距和斗容积，可按下式计算：

$$Q=\frac{3.6\,v_c\,i_0\rho\psi}{a} \tag{26-1}$$

式中：Q——额定生产率，t/h；

v_c ——链条速度，m/s；

i_0 ——料斗容积，dm³；

a ——料斗间距，m；

ρ——物料的堆积密度，t/m³；

ψ——充填系数，一般取 0.9～1.0。

2. 链条速度 v_c

在生产率一定的条件下，提高链条的速度可以减小链条上的线载荷，从而减小链条的最大张力和机头的重量。因此，在可能的条件下，应尽可能取较高的链条速度。但是，对于装卸煤炭、矿砂等物料的链斗卸船机，由于采用重力式卸载方式，过高的链条速度会恶化卸载条件同时还会产生过大的动载荷和加剧链条的磨损。目前链斗卸船机所采用的链条工作速度，一般片式链取 1.0～1.4 m/s，履带链或圆环链取 1.2～1.6 m/s。

3. 斗距 a

当生产率和链条速度一定时，a 值增大，则要求链斗的数目少，容积大。当 a 值过大时，料斗的尺寸、机头的尺寸和提升机筒体的尺寸也相应大。当 a 值过小时，料斗排列过密，物料在卸载时会落在前面料斗的后壁上，而且取料时的大块物料难以进入料斗。a 值受以下因素制约：

(1) 应保证切削的宽度大于大块物料的尺寸。图 26-16 所示为料斗在链条速度和卸船机行走速度合成下的运动简图，则切削的宽度 b 为

$$b = a\tan\gamma = a\frac{v_t}{v_c} \qquad (26\text{-}2)$$

式中：a——斗距；

v_c——链条速度；

v_t——卸船机运行速度；

γ——料斗的运动方向和链条运动方向的夹角。

(2) 应验算卸载时，物料是否会落在前面料斗的后壁上。

(3) 应验算料斗在通过凹形导轨或导向轮段时，相邻两只料斗是否会碰撞。

a 值确定后应圆整为链条节距的整数倍。

4. 斗容积 i_0

当额定生产率、链条速度及斗距确定之后，根据式(26-1)即可计算斗容积。

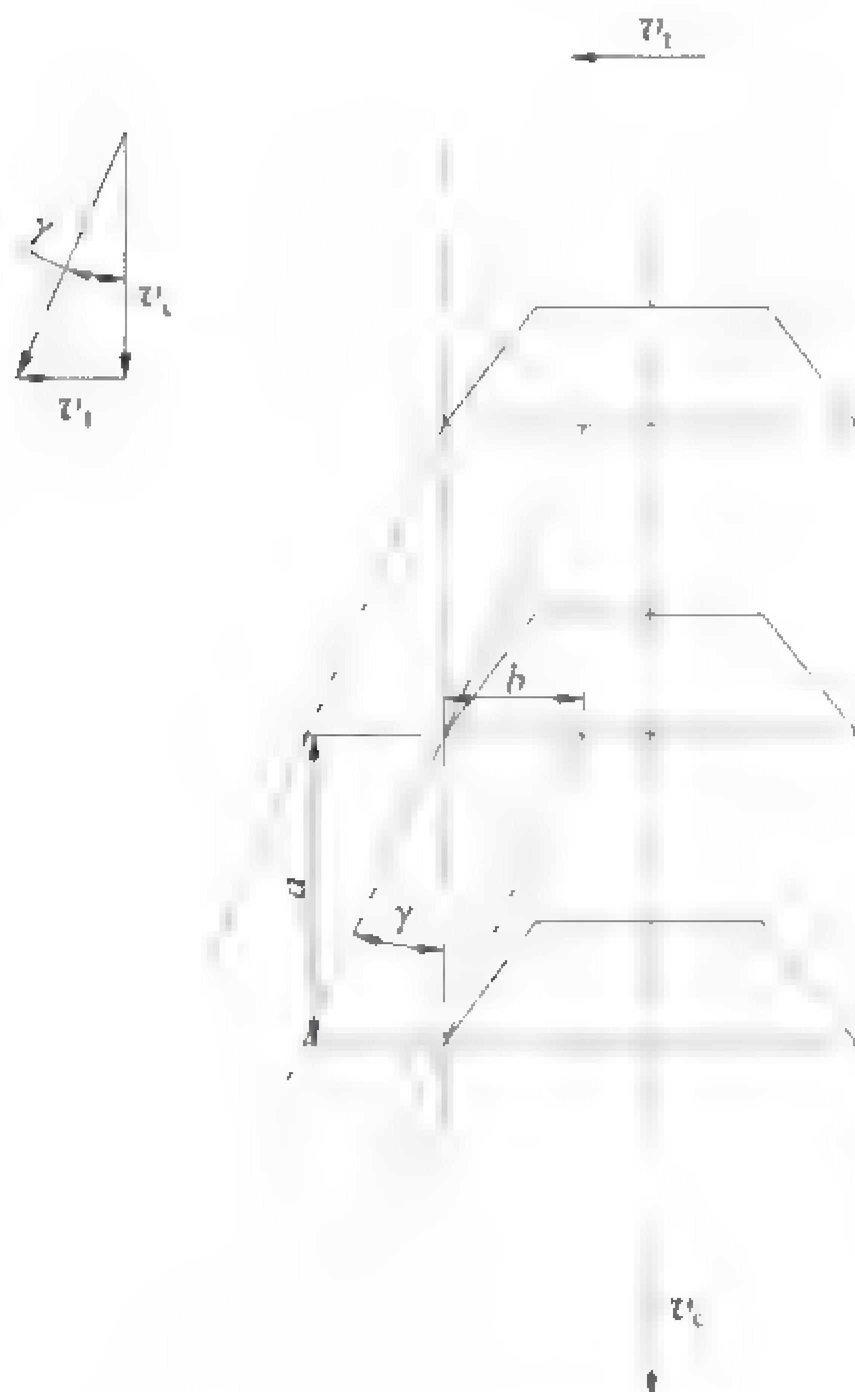


图 26-16　料斗运动简图

5. 运行速度 v_t

卸船机的运行机构是一个工作性机构，这与抓斗卸船机是不同的。其运行速度要求在一定范围内能够无级调速，其原因为：

(1) 由图 26-17 可知，额定生产率为

$$Q = 60A\rho v_t \qquad (26\text{-}3)$$

式中：Q——额定生产率，t/h；

A——料斗挖掘的切削断面积，m²；

ρ——物料的堆积密度，t/m³；

v_t——卸船机的运行速度，m/min。

切削的断面积 A 与料层的厚度 h 及取料机头的结构尺寸有关，后者对一定的卸船机来说是不变的，而料层厚度 h 在取料作业中是可能变化的，因此 v_t 要能随之变化以求取料能力尽可能接近额定生产率 Q。

(2) 卸船机空载行走时，为了减少辅助时间，应有较高的行走速度。

v_t 值确定时还应该按照式(26-2)进行验算。当链条速度 v_c 和斗距 a 值一定时，若 v_t 值过小，则切削的宽度 b 太小，取料过程中很难装

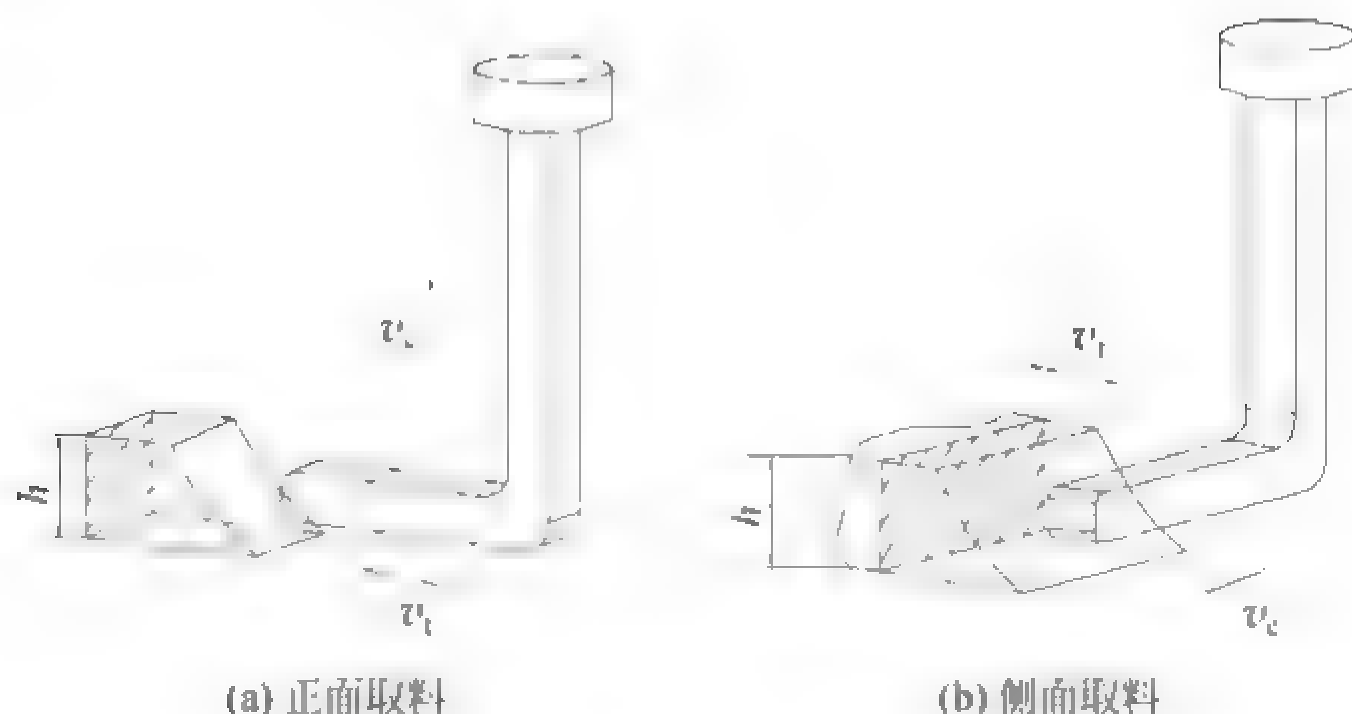


图 26-17 卸船机生产率计算简图

满料斗，使生产率受影响。若v_t值过大，则切削的宽度b可能大于料斗的宽度，使工作面上留下料棱，增加了下一次挖料的困难。

通常v_t值在2～20m/min范围内选取。

6. 臂架回转速度 n

臂架回转速度n要求在一定范围内可以无级调速，而且与v_t值相匹配。这是因为链斗卸船机在作业时经常利用臂架的回转来实现侧向取料，在联动横行时，要求臂架端部的线速度沿平行轨道方向的分量与卸船机的行走速度保持等值反向。

7. 链斗提升机回转速度n_0

链斗提升机的回转速度n_0也要求在一定范围内能够无级调速，其确定原则如下：

(1) 在手动操作或半自动操作舱口四个角上取料时，常利用链斗提升机自身的回转实现取料，因此n_0值应使机头在自转过程中其前端平均周向线速度与卸船机在正常取料时的行走速度v_t值接近。

(2) 在联动横行时，因为臂架回转速度n与链斗提升机回转速度n_0始终应该是等值反向的，因此，n_0值与n值的调速范围应该有一定的重合度。

通常n_0值取0～1.5r/min。

8. 臂架俯仰速度 v_r

臂架俯仰速度通常指臂架在俯仰时其端部的线速度。由于臂架俯仰一般用作调整机头的吃料深度和空载时进出船舱用，由于卸船机的臂架系统质量较大，因此v_r值不宜过大。

通常v_r在0～15 m/min范围内选取。

26.5 操作控制与安全保护装置

26.5.1 卸船作业方式

链斗卸船机卸船时，司机位于司机室向下观察卸料情况，司机室一般位于取料头的正上方、前大梁的端部。司机室的地面采用强化玻璃地面，便于观察。另外在取料头的两侧和背部布置有摄像头便于司机了解周围情况。一般情况下，还会在船舶甲板上布置一个指挥人员，通过近距离观察取料情况，指挥司机精细化操作。在协调作业熟练以后，卸船效率相比初期可以明显提高。

码头为节省船费，会尽可能缩短船舶靠港时间，因而经常会调集2～3台机同时在一条船作业。对于9个舱的大型船舶甚至可以4台机同时作业，1小时的卸货量可以达到万吨以上。通常情况下为平衡船的浮力，会间隔一个舱作业，将舱内物料卸至半舱时再换舱卸料，待所有舱均为半舱时，再移至下一个作业舱并卸至清舱位置或者空舱。

链斗卸船机典型的单舱作业方式如下：

(1) 取料头将物料堆头进行取料至平整。

(2) 根据舱口的大小，采用回转或者平移取料头挖取舱口部分的物料。

(3) 在进一步向下挖掘时，逐渐扩大取料平面直至挖到船舱中间段时保持取料面为固定大小。

(4) 在一般情况下取料头回转至与舱壁垂直的位置，并沿舱壁平行移动挖取物料。当船舱壁距舱口较远时，可以摆动或伸长取料头以使取料头更接近舱壁，从而减少清舱机工作量、提高卸船效率。

(5) 当舱底剩余物料的厚度接近挖掘链斗的高度时，可以通过取料头部悬挂清舱机，将清舱机吊入舱内，协助清舱。取料头可以切换至清舱模式，松弛链条降低链速，继续挖掘。

(6) 在清舱工作结束之后将清舱机吊出，完成整个舱的卸料工作。

以上是一个典型的卸料流程，各步骤可参考图 26-18。

1. 联动运行

联动动作是根据作业中实际需求，用以完成某一特定的比较复杂的动作。这将需要根据机构的运行特点，通过计算机协调各个参与机构的速度参数来实现。以下为目前常用的几种联动模式。

1) 横行联动

横行联动即取料头在某一高度后，高度保持不变，沿着一条垂直于轨道的直线方向运行。这个动作需要臂架回转与大车行走配合，确保取料头中心沿着垂线运动，同时加入取料头回转，以保持取料头始终垂直于舱壁。

2) 取角联动

当取料头运行到舱壁的拐角处，如果按照通常绕着取料头中心旋转，由于取料头有一定长度，会留下一个以圆弧边为底、近似于直角三角形的卸料盲区。取角联动模式就是在取料头回转的同时，及时加入大车和臂架回转的动作，使取料头的端部伸入盲区，做到完全卸料，不留死角。

3) 垂直起伏

当司机选好挖掘点时，通过臂架俯仰使取料头下降。由于取料头沿圆弧轨迹运行，在取料头下降的同时会造成取料头向前或向后运动，造成司机操作的不够准确，并产生取料头向前或向后运动的附加阻力。为此，控制系统将大车运动和臂架回转同时加入并协调动作，实现取料头完全沿着一条预定的垂直于船舱底的垂线上下运动。

4) 俯仰联动

在操作人员根据需要将取料头摆动或者伸缩时，会造成取料位置的上下变动，这样会影响卸船效率。因此在摆动或者伸缩动作的同时，通过计算机计算加入相应速度的垂直起伏，用以平衡取料头取料位置上下变动的高度差，达到不改变取料高度的目的。

2. 半自动运行

电控系统设计时，根据卸船时动作重复的特点，加入“学习”功能，实现了链斗卸船机的半自动化作业。

链斗卸船机在船舱卸料深度低于舱口后，取料平面保持不变。在挖掘路径上选择一个点，司机开启学习功能，接下来一段时间内继续手动操作，经过一圈卸料后回到起点处，在完成预定操作后记录到电脑中，然后就可以启动重复操作达到自动卸船的目的。司机此时可将双手解放出来，调整坐姿，减缓疲劳。需要注意的是在自动作业时要密切观察有无异常情况，一旦出现异常情况，立即切换到手动模式，进行人工操作。半自动运行目前在现有的链斗卸船机上已经得到广泛应用。

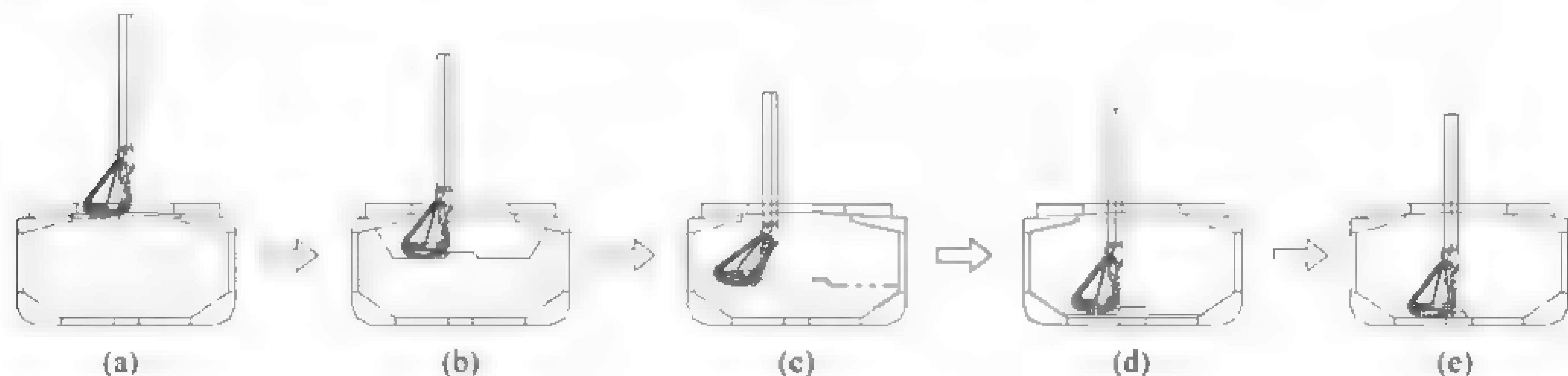


图 26-18 卸船流程简图

26.5.2 主要安全保护装置

链斗卸船机的取料头部连同链斗提升机不但质量大，而且外形尺寸也较大，在船舱内复杂条件下作业，一旦发生事故，后果将不堪设想。故在卸船机上除常规的保护装置外，还设置有专门的保护装置。

1. 防止挖料过载保护

对于液压驱动的链斗提升机，通过液压马达的卸载便可实现过载保护。对于机械驱动的链斗提升机，通常在传动链中装有安全联轴器，一般传递扭矩超过额定挖掘力矩的20%会报警减速，超过额定挖掘力矩的50%会自动停机。安全联轴器应装设在制动器之前，以防止一旦动力被切断，提升机在有载分支物料的作用下突然反转。

2. 防止大块异物保护

物料中会掺杂少量的大块异物，对于链斗卸船机的输送系统会产生安全隐患。因此通常在取料头的位置安装防大块异物限位装置，一旦有异物经过就会触发限位，使动力切断。

3. 防止废金属保护

物料中的废金属，由于存在尖刃并且硬度大，对皮带输送系统有较大的安全隐患。除废铁系统是通过电磁感应将物料中的废铁检测出来，并通过电磁铁吸出并收集转运。

4. 防止碰撞舱口保护

在作业中取料头部进出船舱或者在船舱内移动，或者在换场换舱停机等操作中，可能出现与舱口及其他设施发生碰撞的风险。在L形托架和提升机筒体机架之间设置张紧的钢丝绳，钢丝绳与机架保持一定距离。当舱口碰及钢丝绳时，由于钢丝绳张力增大而带动与绳端相连的限位开关，从而停止相关的机构运行。

5. 防止相互碰撞保护

绝大多数物料码头都会布置1台以上的链斗卸船机或其他类型装卸船机械，在作业中司机专注卸料时，可能会疏忽与相邻机器的安全距离。目前链斗卸船机上专门设置了针对此类型机器作业特点的防碰装置，采集相邻机械的一系列参数(如距离、俯仰角度、回转角度、摆动角度等)，然后经过计算机程序对这两台机械是否处于安全距离作出评估，如果距离过近则发出警报信号。

6. 防止船舶顶升力保护

此类装置用来防止因潮位突然上涨或船舶颠簸而使卸船机的刚性取料机头承受过大顶升力。当顶升力超过允许值时，通过取料头部的液压缸溢流来实现保护。

26.6 技术标准与规范

链斗卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收等应遵循或参考的标准与规范，见表26-3。

表26-3 技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	JT/T 1072—2016	《链斗式连续卸船机》
3	JB/T 3926—2014	《垂直斗式提升机》
4	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
5	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
6	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
7	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械》
8	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第27章

悬链斗卸船机

27.1 概述

27.1.1 构造与工作原理

悬链斗卸船机是一种用于内河或海上驳船的连续式卸船机械。它以封闭循环的无端链条为牵引构件，以料斗为承载兼取料的工作构件，配以带式输送机转料系统，完成驳船的接卸作业。由于无端链条在取料段没有张紧装置，在非工作状态时呈自由悬垂状态，故称为悬链斗卸船机。

悬链斗卸船机（见图 27-1）主要由链斗机构、链斗横移小车、升降机构、平衡系统、移船系统、接料带式输送机、倾斜带式输送机、金属

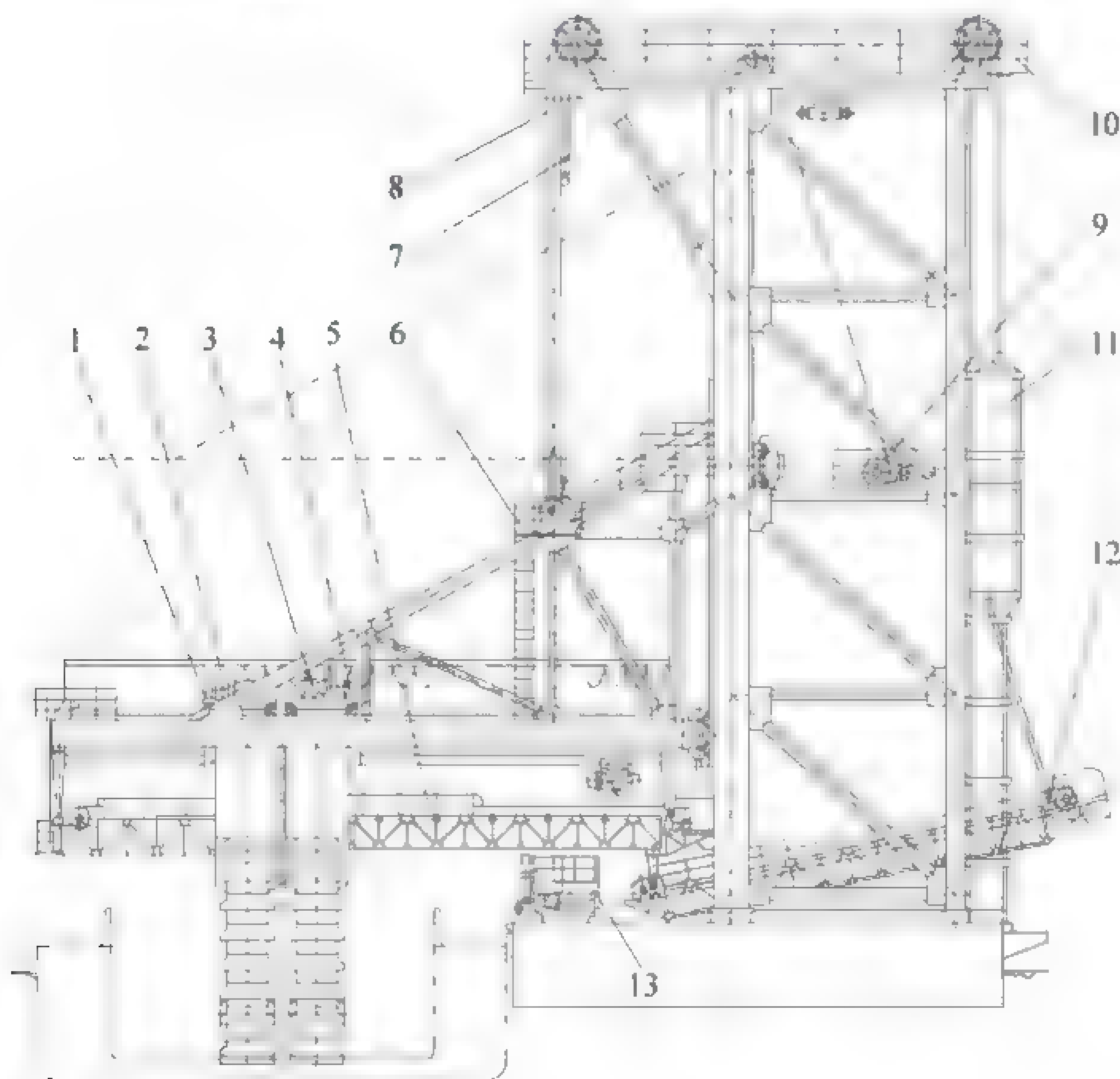


图 27-1 浮式悬链式链斗卸船机

1—横移小车；2—链斗机构；3—悬臂梁；4—电气控制系统；5—接料带式输送机；6—梯子平台；7—立柱；8—换绳拉杆；9—升降机构；10—梯子平台；11—平衡系统；12—倾斜胶带机；13—移船系统

结构、电气控制系统及安全辅助装置等部分组成。卸船机工作时，通过升降机构调节链斗取料深度，并由移船系统拖动被卸驳船连续移动。链斗在悬垂段挖取船舱中的物料，通过提升段将物料提升，链斗运行至卸料段时，物料从链斗卸至接料带式输送机上，再经倾斜带式输送机输送至码头输送机系统。

27.1.2 工作特点

(1) 卸船效率高

悬链斗卸船机作业时，链斗以稳定的速度运行，仅须适当调节链斗取料深度或移船速度，即可使卸船机保持稳定的生产率。其平均生产率可达额定生产率的0.7～0.75。

(2) 装机容量和作业能耗小

悬链斗卸船机的比能耗系数仅为0.2～0.25(kW·h)/t。作业时的能耗约为抓斗式卸船机的1/2。

(3) 清舱量小

悬链斗卸船机能在取料过程中同时完成清舱作业。它利用悬垂段的料斗在料层中分层取料，或一次沿舱底取料。由于柔性的悬垂段链斗在沿舱底板取料并清舱时，仅有部分链条及料斗的重力作用于舱底，不会因船舶减载上浮或受风浪影响颠簸而引起卸船机和船舶的损坏。只要保证有一定数量的料斗接触船底，就可在卸载的同时完成清舱作业，且清舱效果非常好，剩余清舱量在3%以下。对于装载量较大的驳船或专用驳船，剩余清舱量仅为1%左右。

(4) 工作平稳

链斗机构是连续性工作方式，运行速度很低，不仅动载荷小，工作平稳，而且对提高链条、链斗等易损构件的使用寿命有利。

(5) 物料适应性广

悬链式链斗卸船机适用的货种比较广泛，特别是对堆积密度比较大的块状物料(如矿石、白云石等)仍能适应，这也是它优于其他形式连续卸船机而被广泛采用的原因之一。

(6) 成本低

悬链式链斗卸船机构造简单、质量小、综合投资省、操作比较简单，易于实行自动控制，是适应我国内河港口散货专业码头的理想机型之一。

由于其构造及工作特点，悬链斗卸船机对被卸驳船有一定要求，它适宜接卸内河槽形分节驳、甲板驳及其他内河或沿海敞口驳船；载重吨位不宜过大，一般不大于12000载重吨；因为型宽过大会使悬臂梁过长，卸船机质量将会有较大增加，过长的悬臂梁也有碍于航行，故其对驳船型宽有限制。

27.1.3 应用范围

世界上第一台悬链斗卸船机于1956年应用于美国密西西比河沿岸的煤码头，而后在全世界范围内得到了较大发展。中国自1979年开始研制，由武汉理工大学与武钢工业港联合自主研制成功我国首台接卸内河铁矿石驳船的悬链斗卸船机，改变了内河大宗散货传统的抓斗起重机的作业模式，形成了高效连续、节能降耗的新一代产品，并广泛推广应用于我国的内河港口。

目前悬链斗卸船机已发展成为浮式、岸壁固定式和移动式三种基本形式，生产率有150，200，360，500，800，1200t/h等六种系列产品，分别用于交通、钢铁、能源等行业的专业码头，接卸原煤、砂石、白云石、铁矿石、粮食等大宗散料。

27.1.4 主要类型

悬链斗卸船机大多为固定式，作业方式为定机移船，即卸船机固定不动，卸载时，由移船系统拖动被卸驳船移动。当驳船被卸至船舱末端时，由移船机构拖动驳船以较高速返回卸载起始位置，进行第二次移船并卸载，如此周而复始，直至卸载完成。

悬链斗卸船机有以下三种基本形式。

1. 墩柱式悬链斗卸船机

墩柱式悬链斗卸船机如图27-2所示，卸船机安装在墩柱顶面上。墩柱为7.6～10.6m的混凝土圆柱体。立柱前柱体上供悬臂梁台车升降的垂直运行轨道则根据水域水位要求延伸

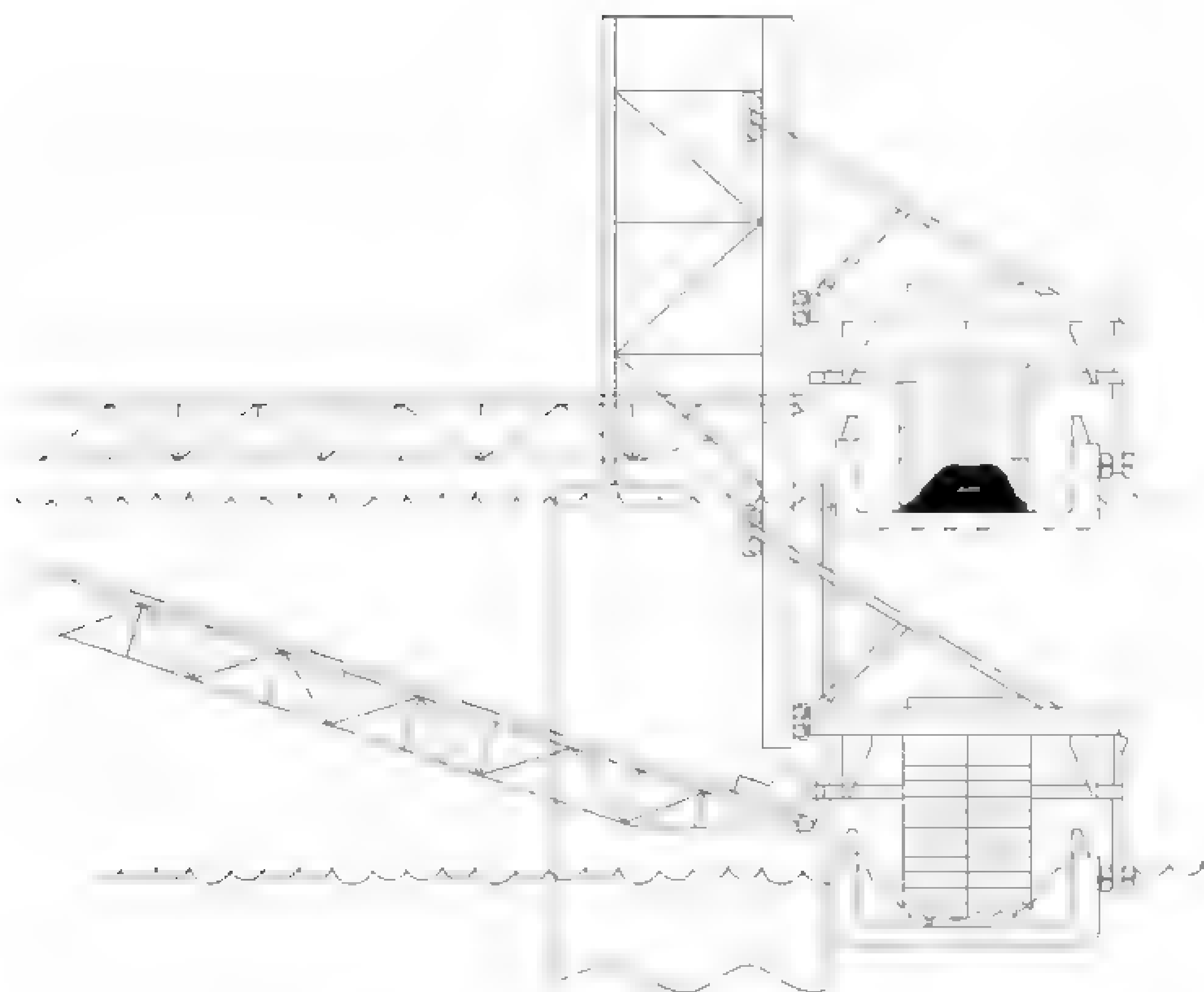


图 27-2　墩柱式悬链斗卸船机

至墩柱顶面以下，以适应水位差变化时的卸载要求。这种形式的悬链斗卸船机适宜于水位变化在 15m 以下的内河水域，被卸船舶由移船系统牵引移动。这种卸船机所占用岸线长度约为被卸船舶长度的 4 倍。墩柱式悬链斗卸船机在美国密西西比河应用较为广泛。

2. 浮式悬链斗卸船机

浮式悬链斗卸船机是根据我国内河水位差变化比较大、船型尺寸规格多等特点研究开发的。卸船机安装在趸船上，采用定机移船作业方式。被卸驳船靠泊在卸船机趸船外侧船舷，卸载时由装设在趸船上的移船系统拖动运移。浮式悬链斗卸船机适用于大水位差的内河码头。而且趸船及卸船机可以在制造厂制造、安装和调试后，经水路拖航调运至用户码头定位后，即可很快投入使用，既节约了码头投资，又缩短码头的建设周期，是适合内河港口散货专业码头的理想机型。浮式悬链斗卸船机在我国长江码头应用较广。

3. 岸壁式悬链斗卸船机

岸壁式悬链斗卸船机安装在直立式岸壁码头上，其作业方式为定机移船。这种形式的悬链斗卸船机所占水域面积小，适用于水位差变化较小(一般不超过 4m)的内河码头。过大的水位差变化会使链斗机构的提升高度过大，卸船机的质量增加较多，码头载荷加大，整机的布置比较困难。目前岸壁式悬链斗卸船机主要应用在我国内河河口码头或水位变化小的国内外沿海码头。

27.2　主要工作机构和构件

27.2.1　链斗机构

链斗机构是卸船机用以挖取、提升、卸出物料的工作机构，见图 27-3，主要由料斗、链条、下导轮、上导轮、支承架、驱动和传动装置等组成。

链斗机构的驱动和传动装置、支承架分别和横移小车车架的上、下平面用螺栓连接。料斗链条绕过驱动链轮及上、下导轮形成封闭循环的无端链。链条绕上驱动链轮时与轮齿啮合进行传动。为了保证链斗机构正常工作，要求料斗每侧链条的驱动链轮、上导轮、下导轮应保持在同一垂直平面内，根据使用实践其允差应控制在±3mm 以内。



图 27-3　链斗机构

1—料斗；2—链条；3—下导轮；4—上导轮；5—支承架；6—驱动和传动装置

卸船机的链斗排数可为单排或双排。当被卸驳船船舱较宽或计算斗容较大时，一般采用双排链斗，即卸船机对称设置两台链斗机构，分别安装在两台横移小车上。通过小车行走机构，两台链斗机构既可并拢卸取船舱中部物料，也可对称分开卸取船舱两侧物料。双排料斗既可减少移船次数，又可使驳船在卸载过程中不发生横向倾斜。

1. 料斗

料斗是链斗机构的取料、承载构件，其结构见图 27-4。

料斗的两侧壁分别和链条固定连接。悬链斗卸船机的链条一般为特殊制造的大节距套筒滚子链，其销轴的一端切有螺纹，料斗和链条销轴用螺母固定。采用这种方法，便于更换料斗或链条。

料斗的材料一般采用 Q235－A 钢板制造，板厚为 6～12mm。为保证斗的形状和几何尺寸，料斗的两侧板及斗幅板应压制后焊接成形。在料斗的中部视斗宽增设 1～2 块横隔筋。料斗的切削刃口一般应镶嵌由耐磨材料制成的刃口板，其材料推荐采用 55SiMnVB，也可采用 65Mn 或 60Si2Mn，并经热处理使其表面硬度达到 50HRC。刃口板可分段制造，一般和料斗采用铆接或特殊焊条焊接。

料斗的宽度 B 是指刃口处两端板的间距，根据被卸驳船船舱的宽度及卸船工艺按下式确定：

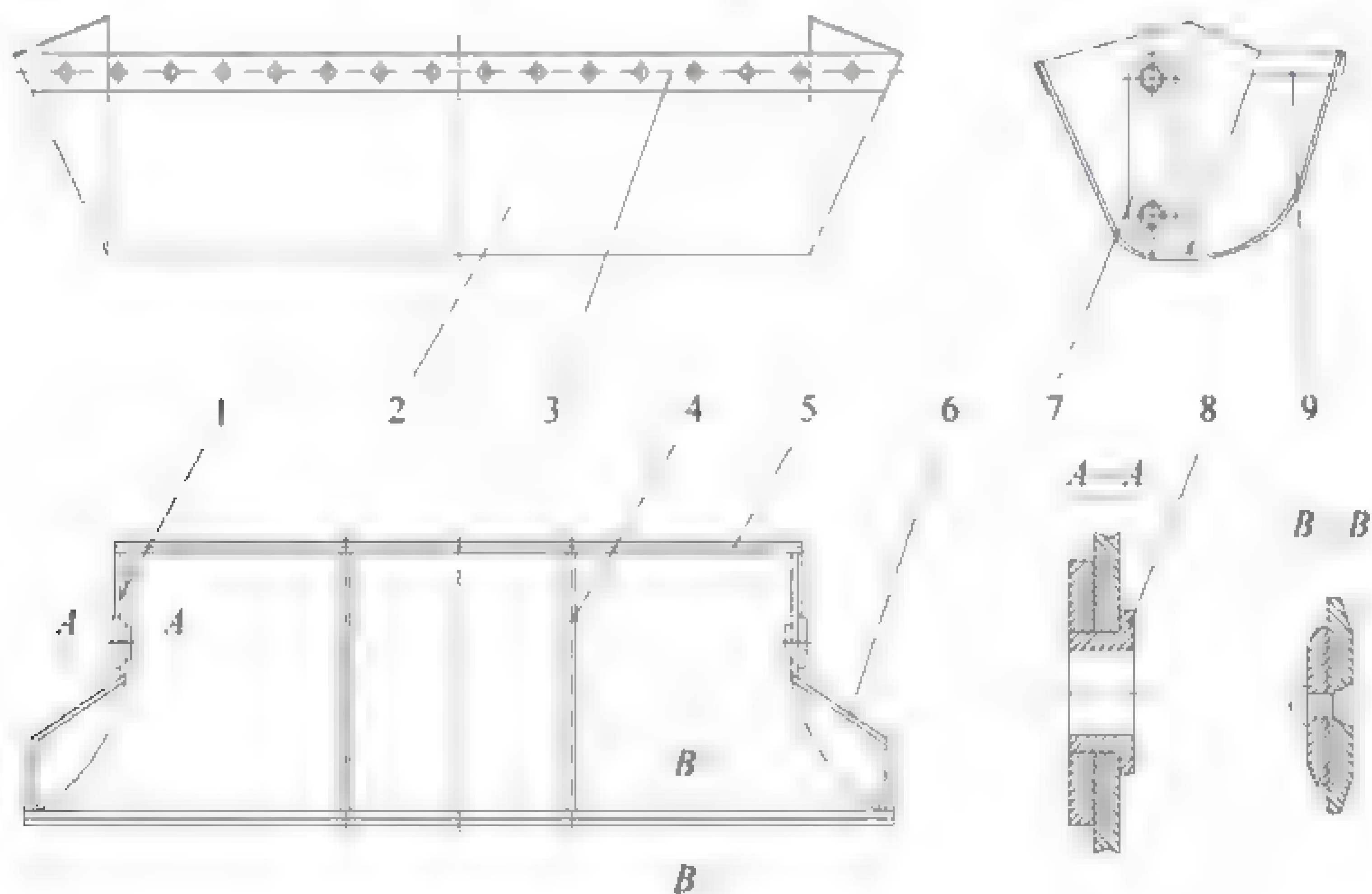


图 27-4　料斗结构

1—左侧板；2—底板；3—主刃板；4—横隔筋；5—斗幅板；6—右侧板；7—耳板；8—套筒；9—副刃板

$$B > \frac{1}{4X}B_0 \tag{27-1}$$

式中：B ——料斗宽度，m；

X ——链斗排数；

B_0 ——货驳船舱宽度，m。

料斗斗背的宽度 B'应比斗口宽 B 窄，以便在卸取物料过程中避免链条和物料直接接触，提高链条的使用寿命。一般 B'应满足：

$$B' < B - 2b_0 \tag{27-2}$$

式中：B'——斗背宽度，m；

b_0——链条宽度，m。

料斗斗高应满足链条和料斗的固定要求，即应大于链条的节距尺寸。斗高 H_0应为

$$H_0 = t + (100 \sim 150) \tag{27-3}$$

式中：H_0——斗高，mm；

t——链条节距，mm。

料斗的几何形状对取料、清舱和卸料有较大影响。斗口前壁倾角为斗前角 α。α 的取值影响取料时的挖取阻力值，α 角过大会增大挖取阻力，且取料时易造成翻斗；α 角过小，则会增加斗口前壁与物料的摩擦阻力。一般取 $\alpha=15°\sim25°$，对一般粒度、堆积密度较小的物料宜取较大值，反之则取小值。料斗后壁的倾斜角 β为斗后角。β角过小不利于物料的卸出，过大则会减小有效斗容积使取料时料斗的充填率下降。一般取 $\beta=20°\sim30°$，并应和链条在卸料区段的倾斜角综合考虑。

2. 链条

料斗链条是开式的且无润滑条件，长时间工作在被卸物料粉尘的恶劣环境中，是悬链斗卸船机的主要易损件。

料斗链条多采用大节距的片式套筒滚子链，因为它既具有一定的使用寿命，且其单位长度的质量也比较小。

片式套筒滚子链由内、外链板，套筒，滚子及销轴等零件组成。为消除链板、销轴及滚子的异常磨损，在结构上，外链板与销轴、内链板与套筒宜采用过盈配合；而套筒与销轴以及套筒与滚子之间采用间隙配合。

为了提高链条的抗磨性能，延长链条的使用寿命，内、外链板及套筒推荐采用 60Si2Mn 制造，销轴和滚子采用 55SiMnVB 制造，并经热处理使其表面硬度达 50HRC。

链条的节距确定应考虑与料斗的连接，节距大则绕上链轮时的动负荷大，节距过小则不易与料斗连接固定。链条节距一般在 150～250mm 范围内选取，卸船机生产率大、斗容较大则取大值。

链条规格应根据链条绕上驱动链轮处的最大张力 F_{Dmax}计算选取，即

$$F_b \geqslant nF_{Dmax} \tag{27-4}$$

式中：F_b——链条的破断拉力，N；

F_{Dmax}——链条绕上链轮时的最大张力，N；

n —— 安全系数，$n \geqslant 10$。

3. 链斗驱动装置

常用的链斗驱动装置有以下两种。

1）使用链条驱动的链斗驱动装置

该装置如图 27-5 所示，由电动机、联轴器、制动器、减速器、传动链、驱动链轮等部分组成。

链斗机构为连续型工作制度。电动机和减速器高速轴间宜采用带制动轮的弹性联轴器。减速器一般选用二级标准渐开线圆柱齿轮减速器，减速器输出轴上键连接链传动的小链轮。为便于安装调整链传动的中心距，电动机、减速器、制动器等均装设在同一机架上。料斗链条的驱动链轮和末级链传动的大链轮共轴，装设在链斗机构的支承架上。

驱动装置中的链传动宜选用标准多排套筒滚子链，传动链条的排数、链条的节距可根据链斗机构的驱动功率、链传动的传动比、链轮的转速等计算选取。

为了保证传动链松边的合理垂度，应设置拉紧装置。拉紧方案常用的有两种：

(1) 在传动链松边设置由螺旋拉紧的托板或托辊式拉紧装置；

(2) 将机架和横移小车连接的螺栓孔加工为长形孔，在机架上设置螺旋拉紧装置。

2）直接驱动的链斗机构驱动装置

该驱动装置由电动机、联轴器、制动器、减速器、传动链、驱动链轮等部分组成。这种方式

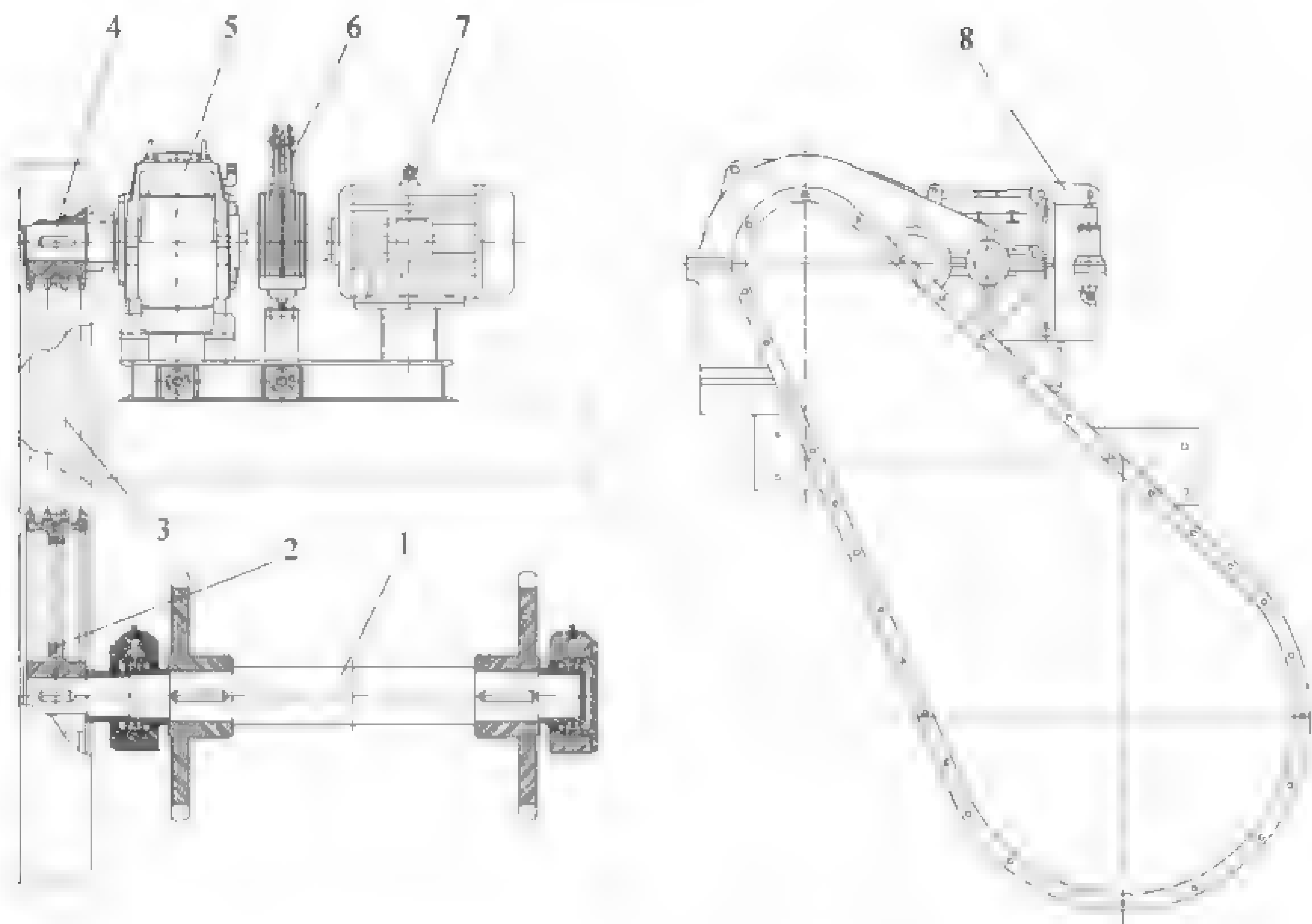


图 27-5 链斗驱动装置
1—驱动链轮及其链轮轴；2—传动大链轮；3—传动链；4—传动小链轮；
5—减速器；6—联轴器；7—电动机；8—制动器

的驱动电机为 YEJ 型，自带电磁制动。电动机和减速器高速轴间宜采用带制动轮的弹性联轴器。减速器一般选用三级直交轴减速器，减速器空心输出轴上键连接链斗驱动链轮、链传动轴链轮。电动机、减速器等均装设在链斗横移小车侧面传动底座上。传动机构可以根据链斗驱动功率大小设置为单边传动或双边传动。

相比采用链条驱动的链斗驱动装置，本方案的优点为：

(1) 取消了标准链条、大小链轮及链条涨紧装置，将驱动链轮轴直接套入减速机的空心轴内，其结构更加简单，机械效率更高，传动更加平稳，制作及安装更加方便，维护工作量也相应减少。

(2) 常规链斗机构由于采用链条驱动，大小链轮设计均为悬臂结构，而在工作中大、小链轮的轴上载荷较大，存在较大径向力，因此对减速机的低速轴及驱动链轮轴的强度要求较高，在使用过程中曾经发生过减速机轴或驱动链轮轴断裂的情况。改为直接驱动的传动方式后，链轮驱动装置的受力更加合理，从而可以选用标准减速机及减小驱动链轮轴径，设备制造成本更低。

27.2.2 主要金属结构

悬链式链斗卸船机的主要承载结构为悬臂梁和立柱。

1. 悬臂梁

悬臂梁是横移小车、链斗机构、接料胶带机等的支承结构。悬臂梁通过配重、配重钢丝绳、升降钢丝绳滑轮组以及正、反台车支承于立柱上，并可以沿立柱上下移动。

如图 27-6 所示，悬臂梁为由 2 根纵梁、2 根横端梁焊接而成的水平框架和 2 片三角形主桁架和若干撑杆组成的空间承载结构。悬臂梁上铺设有横移小车行走轨道，装设有平衡滑轮和升降滑轮组的定滑轮以及正、反向台车组。在升降机构的牵引下，悬臂梁正、反台车沿立柱前柱体上的垂直轨道作上、下运动，调节链斗机构的工作高度。

为了使正向台车组、反向台车组的车轮轮

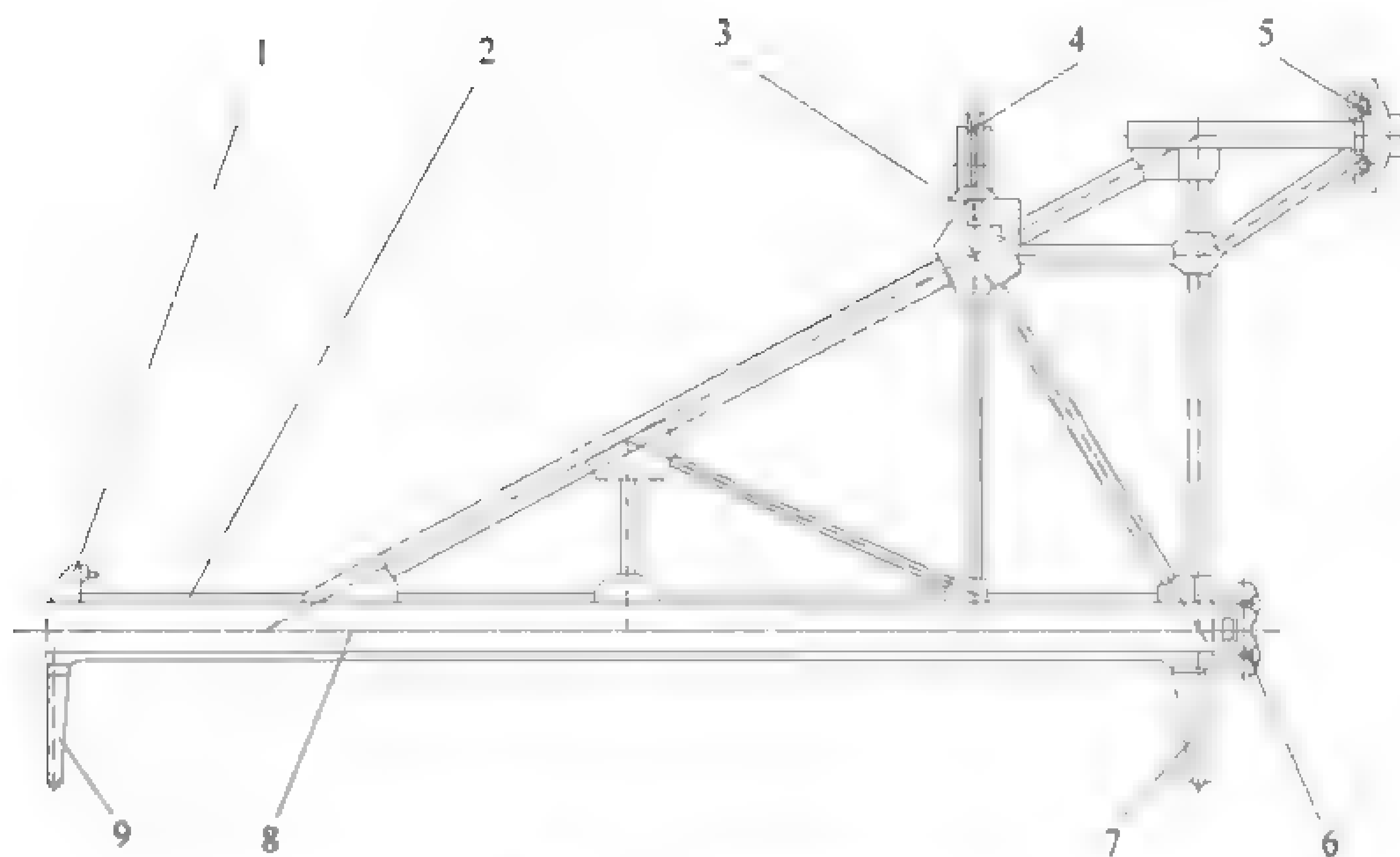


图 27-6　悬臂梁结构简图

1—横移小车缓冲器；2—横移小车行走轨道；3—升降滑轮组；4—配重钢丝绳平衡滑轮；5—反向台车；6—正向台车；7—接料带式输送机前吊架；8—悬臂梁水平框架；9—接料带式输送机后吊架

压均衡，车轮车架和连接座间应采用柱销连接。

设计计算时，应取最不利工况，分别计算主承载平面、主梁水平面框架平面各主要构件的强度、刚度和稳定性。

2. 立柱

立柱是悬臂梁、配重平衡系统、升降机构、倾斜胶带机等的支承结构。立柱结构如图 27-7 所示，为由前、后柱体，顶横梁，端梁及若干撑杆组成的空间承载结构。

立柱顶平面端梁上装设有平衡系统和升降机构导向滑轮。前柱体翼缘上铺设有正、反台车的行走轨道。

立柱为空间组合框架结构。设计计算时，应按最不利工况，即悬臂梁升至最高卸载位置、链斗机构处于驳船船舱中部满载取料工况，分别计算主承载平面、前柱体框架平面、后柱体框架平面各主要构件的强度、刚度和稳定性。同时还应按可能出现的两排链斗处于悬臂梁外端极限位置满载取料工况，对立柱进行强度、稳定性校核。

27.2.3　横移小车行走机构

横移小车用来支持链斗机构，在小车行走机构驱动下，沿铺设在悬臂梁上的行走轨道移动，以调整链斗机构的水平卸载位置。

双排链斗的卸船机设有两台对称布置的横移小车及行走机构。

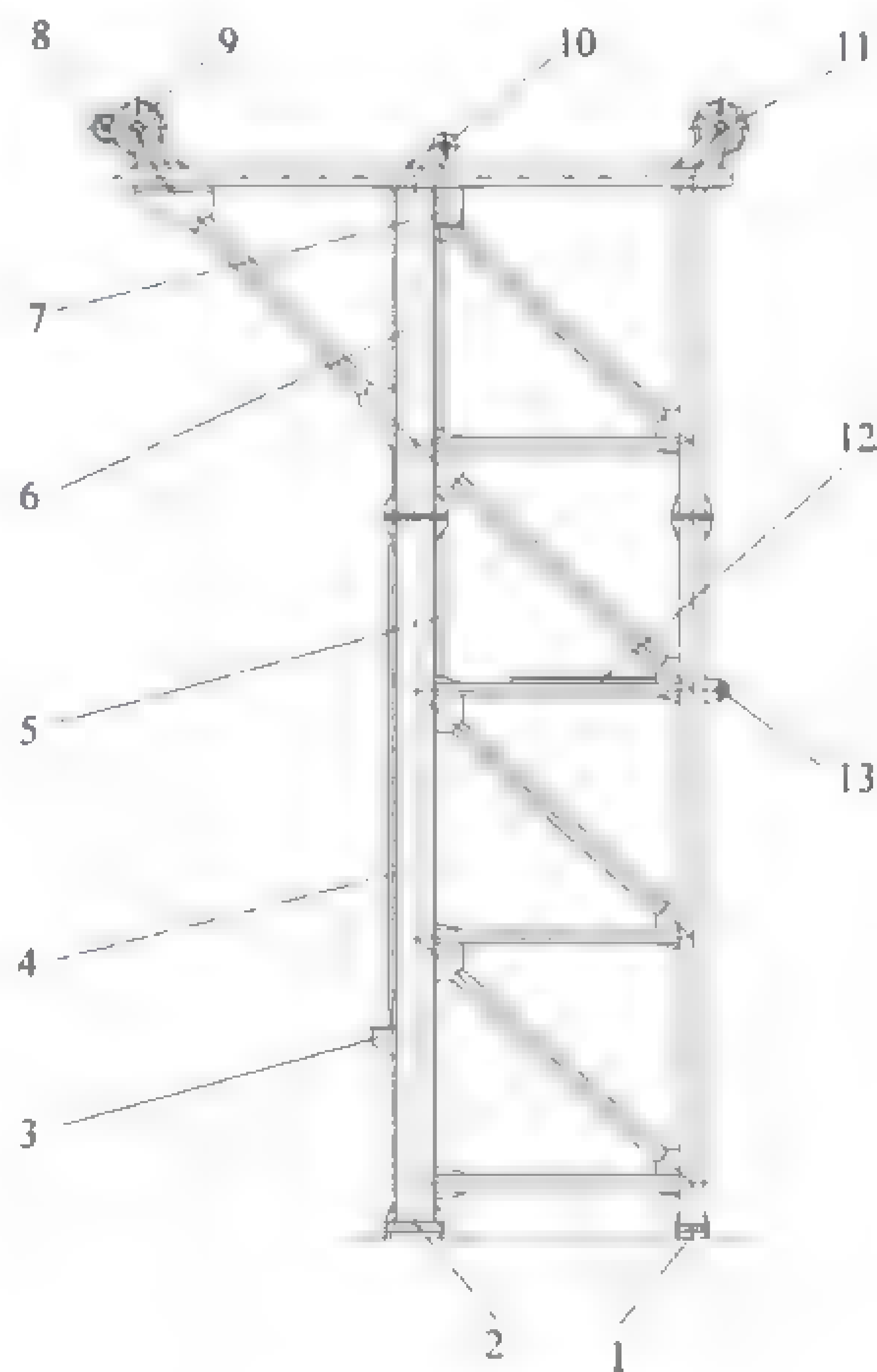


图 27-7　立柱结构简图

1,2—立柱底座；3—下缓冲器底座；4,5—正、反台车轨道；6—前柱体；7—上缓冲器底座；8,10—升降机构滑轮；9,11—平衡重导向滑轮；12—升降机构平台；13—倾斜带式输送机吊架支座

悬链斗卸船机的横移小车在结构和性能上类似桥式起重机中的行走小车。链斗机构取料过程中，作用于链斗支承架上的物料阻力、风载荷以及物料对链斗的侧向压力等均使车轮轮压分配很不均匀，易产生歪斜运行而啃轨。为此，横移小车应设置水平滚轮，水平滚轮装设在偏心轴套上，可方便调整水平滚轮和滚道间的间隙。当链斗机构位于悬臂梁外端取料或链斗机构在非工作状态收回至悬臂梁内端时，卸船机趸船均会发生横向倾斜，造成悬臂上横移小车轨道下倾或上倾。产品设计时倾斜角一般应控制在2°～3°范围内。为保证横移小车在悬臂梁内、外端启、制动时都不会发生打滑现象，横移小车一般均采用四轮全驱动，且应进行打滑验算。

横移小车行走机构一般采用分别驱动。其传动方案通常采用三合一驱动方式，即横移小车每个车轮各有一套三合一驱动装置，车轮轴套装在减速器低速齿轮轴的内花键轴套中。该方案分组性最好，结构紧凑，质量小，安装维修方便。

27.2.4 升降机构与平衡系统

1. 升降机构

升降机构用来驱动悬臂梁作上升和下降运动，以调整链斗机构的取料深度，并与移船速度相配合，使链斗卸船机保持稳定的生产率。

链斗卸船机的升降机构和起重机的起升机构相似，在设计和布置时应予以考虑下列特点：

(1) 链斗机构取料工况和非取料工况时，升降机构的载荷变化较小；

(2) 链斗机构取料过程中升降行程较小，升降速度较低；

(3) 接卸船型基本相同时，升降钢丝绳在某区段反复弯曲；

(4) 悬臂梁和平衡重间不平衡的重力始终由升降机构承受，对升降机构的安全性要求较高。

升降机构主要由升降绞车和卷绕系统两部分组成。

升降绞车和起重机的起升绞车的结构基本相似，一般采用单层卷绕卷筒。减速器选用三级标准圆柱齿轮减速器，高速轴为双轴伸，设置两个制动器，采用二级制动，第二级制动的滞后时间一般在1.5～3s之间。

常用钢丝绳卷绕系统有单联卷筒绞车与双联卷筒绞车卷绕方式。

2. 平衡系统

平衡系统包括平衡重、平衡重吊笼以及和悬臂梁连系的钢丝绳滑轮组系统。平衡重分装在两个吊笼中，吊笼可在各自的平衡重导架内沿导轨上下移动。平衡系统用以平衡悬臂梁以及装设在悬臂梁上的横移小车、链斗机构、接料胶带机等部件的大部分重力载荷，改善立柱的受力状况，同时大大减小升降机构的驱动功率。

平衡重导架一般沿后立柱布置。对于岸壁固定式悬链斗卸船机，其位置则应根据码头允许承载能力及载荷特性计算确定。平衡重吊笼和悬臂梁连系的钢丝绳滑轮组系统，其倍率一般较小，以降低立柱高度。

27.2.5 移船系统

固定式悬链斗卸船机是采用定机移船作业方式实现连续卸料。移船系统的功能为：

(1) 能方便、快捷地与被卸驳船连接和脱离，以减少系泊及离泊时间；

(2) 在卸载作业过程中应能使被卸驳船紧靠卸船机码头，以保证链斗机构安全平稳地作业；

(3) 移船系统和驳船连接装置不能妨碍被卸驳船随卸载过程而上浮；

(4) 在卸载过程中能随取料料层深度的变化方便地调节移船速度，以保证稳定的生产率；

(5) 每次取料过程结束后，移船系统应能拖动驳船快速返回至取料起始位置；

(6) 安全可靠，特别是在水流流速较高的水域，必须设置可靠的过载保护装置。

1. 梭动驳移船系统

梭动驳移船系统是近年来应用比较成功的移船方案。该移船系统由梭动驳、进船和退船绞车、牵引钢丝绳及导向、拉紧滑轮等部分组成。进船和退船绞车固定在卸船机附近的墩柱上，进、退船牵引钢丝绳均通过导向滑轮固定到梭动驳的前后端。被卸驳船与梭动驳系结后即可在梭动驳拖动下进行移船。卸船机悬臂梁端部装设有夹船臂，在移船过程中夹船臂下放并紧靠被卸驳船外舷，对驳船漂离码头进行约束，但不妨碍驳船卸料时前后方向的移动。

该方案的优点是梭动驳的首端和尾端(上、下游方向)均可以系结被卸驳船。由于卸船机工作时，驳船的移动速度很低，当一艘驳船在卸载时，另一艘空驳可以由港作船拖离工作泊位。这样可节省辅助工时，提高卸船机的综合效益。

但该系统需要占有较长的码头岸线，同时卸船机须设置夹船臂系统，使卸船机结构复杂，而且对船型的规格尺寸也有一定要求。

2. 钢丝绳直接牵引移船系统

钢丝绳直接牵引移船系统中，进、退船绞车的牵引钢丝绳分别直接与被卸驳船的首尾系结。这种系统结构简单、质量小、造价低。但在水流流速较大的水域作业，接卸较大尺度驳船的卸船机，由于移船阻力大，移船距离长，钢丝绳长度大，自重力也较大，驳船系泊困难。同时钢丝绳的拉紧装置、导向装置比较复杂，拉紧行程大，因而只宜用于码头水域水流速度小，或接卸中小载重吨位船舶的浮式悬链斗卸船机，以及水域水位落差小的岸壁式悬链斗卸船机。

钢丝绳直接牵引移船系统中，防止移船过程中货驳偏离卸船机码头的方式有夹船臂与轨道小车两种。在卸船机悬臂梁端部装设有夹船臂，夹船臂可上下伸缩运动，并能通过液压缸控制绕支点摆动，以使驳船靠离码头。由于夹船臂设在悬臂端部，不仅使卸船机质量增加，结构、操作较复杂，而且使悬臂梁受力复杂，同时对驳船规格尺度适应性较差。轨道小车沿铺设在卸船机趸船甲板上或码头前沿的轨道上行走，驳船系泊时，首、尾分别由牵引钢丝绳与进、退船牵引绞车相连接。驳船紧靠码头后，在靠近首、尾系接点附近的系缆桩各引一根横缆绳和轨道小车的系缆架相连，系缆架可随驳船上浮而在垂直滑道中移动，拉紧的横缆绳可保证驳船始终紧靠码头。

轨道小车式方案能有效防止驳船外摆，适用于各种尺度的货驳。由于轨道小车的移动是由驳船拖动，因而在系泊时，对不同的船型，由于系缆桩的位置不同，须由人力推行到位后，再与货驳系结。该方案只用于浮式悬链斗卸船机以及水位落差较小的水域码头。

3. 轨道牵引小车移船系统

轨道牵引小车移船系统主要由进船、退船绞车，进船、退船牵引小车，轨道组，牵引钢丝绳及导向滑轮等部分组成。进船、退船牵引小车通过钢丝绳、导向滑轮分别和进船、退船绞车相连接，并由进船、退船绞车牵引，在轨道组上作相应移动。轨道组设置在卸船机趸船甲板面上或码头前沿。

靠泊时，被卸驳船和进、退船牵引小车相系结，由牵引小车牵引而作进船和退船移动。进船和退船小车在移船过程中因承受来自驳船的系缆绳的张力，必须装设水平滚轮及反滚轮。牵引小车各设两个系缆架：一个系缆架供牵引驳船移动的钢丝绳系结用；另一个用于防止驳船漂离码头的横向缆绳系结。两系缆架均可在各自的垂直滑道中随着驳船卸载上浮而向上移动。

轨道牵引小车移船系统能适应不同规格和尺度的驳船系泊，系泊简单、快捷，能比较有效地防止驳船漂离码头，是目前国内悬链斗卸船机常采用的移船系统。

4. 移船机构

移船机构是被卸驳船被拖行运动的动力装置，一般由两台绞车组成，一台是进船绞车，一台是退船绞车。卸船机工作时，进船绞车开动，通过钢丝绳牵引驳船前进，这时退船绞车制动器松闸，由驳船拖动钢丝绳，带动退船绞车反向旋转，放出钢丝绳。退船时，退船绞

车开动，牵引驳船后退运动，同时带动进船绞车反向旋转，放出进船牵引钢丝绳。在一些水位变化不大的悬链斗卸船机码头，移船机构也可采用一台卷扬机实现进船及退出两个动作。

由于进船速度很低，进船绞车的总传动比较大，移船机构一般采用大传动比三级标准减速器，也可采用二级标准减速器加二级开式齿轮传动的方式。

链斗机构在取料过程中，由于每次的取料料层厚度不同，为保持接近稳定的生产率，每次的进船速度各不相同。同时，在每次移船过程中还受料层高度变化的影响，也需调整进船速度。为此产品设计中要求进船绞车能在较大范围内有良好的调速性能。常用的调速方案有：交流变频调速、直流电机调速、电磁调速电机。

在河口水域码头的链斗卸船机，由于受潮汐影响，水流流向是周期性变化的。当水流流速远大于退船速度时，则应在进船绞车的传动装置中设置可操纵式制动装置，以控制退船速度。

退船时，退船速度取较大值，对于水流流向呈周期性变化的水域码头，当水流速度大于进船速度时，则应在退船绞车传动系统中加设可操纵式制动装置。

对于接卸较大载重吨位驳船的卸船机，其移船绞车的驱动装置及传动系统应采用可靠的调速系统及过载保护装置，以避免启、制动时过大的动力载荷并保护传动构件不受破坏。

27.3 总体参数及主要技术参数的确定

27.3.1 总体参数的确定

悬链斗卸船机的总体参数与卸船机的形式、待卸驳船的代表船型的主尺度参数、码头形式及码头水域的水位落差、水流方向等因素有关，确定时应综合考虑。

1. 链斗机构提升高度

链斗机构提升高度确定的一般原则为：按驳船满载、料斗一次挖取舱底的物料时，接料胶带机不碰撞驳船舱口围板并留有安全裕量，初定链斗机构提升高度，在校核该工况时，倾斜胶带输送机不碰撞码头面。

对于浮式悬链斗卸船机，链斗机构提升高度可按下式计算确定(见图 27-8)：

$$h = h_1 + h_\Delta + h_b + h_c - h_d - h_2 \quad (27\text{-}5)$$

式中：h——链斗机构提升高度，m；

h_1——接料胶带机最低点与驱动链轮轴线之间的垂直距离，m；

h_Δ——接料胶带机最低点与驳船围板间的安全裕量，m；

h_b——待卸驳船的舱深，m；

h_c——悬链曲线最低点在料斗取料并清舱时的上抬垂直距离，m；

h_d——悬链曲线至料斗斗口的垂直距离，m；

h_2——悬链曲线最低点与下导轮轴线间的垂直距离，m。

并按下式进行校核：

$$h - h_1 + h_2 + h_d - h_c + h_b - h_T' - h_T \geqslant [h_{ch}]_{min} \quad (27\text{-}6)$$

式中：h_b——驳船底面至舱底面的距离，m；

h_T'——驳船满载吃水，m；

h_T——卸船机趸船干舷高，m；

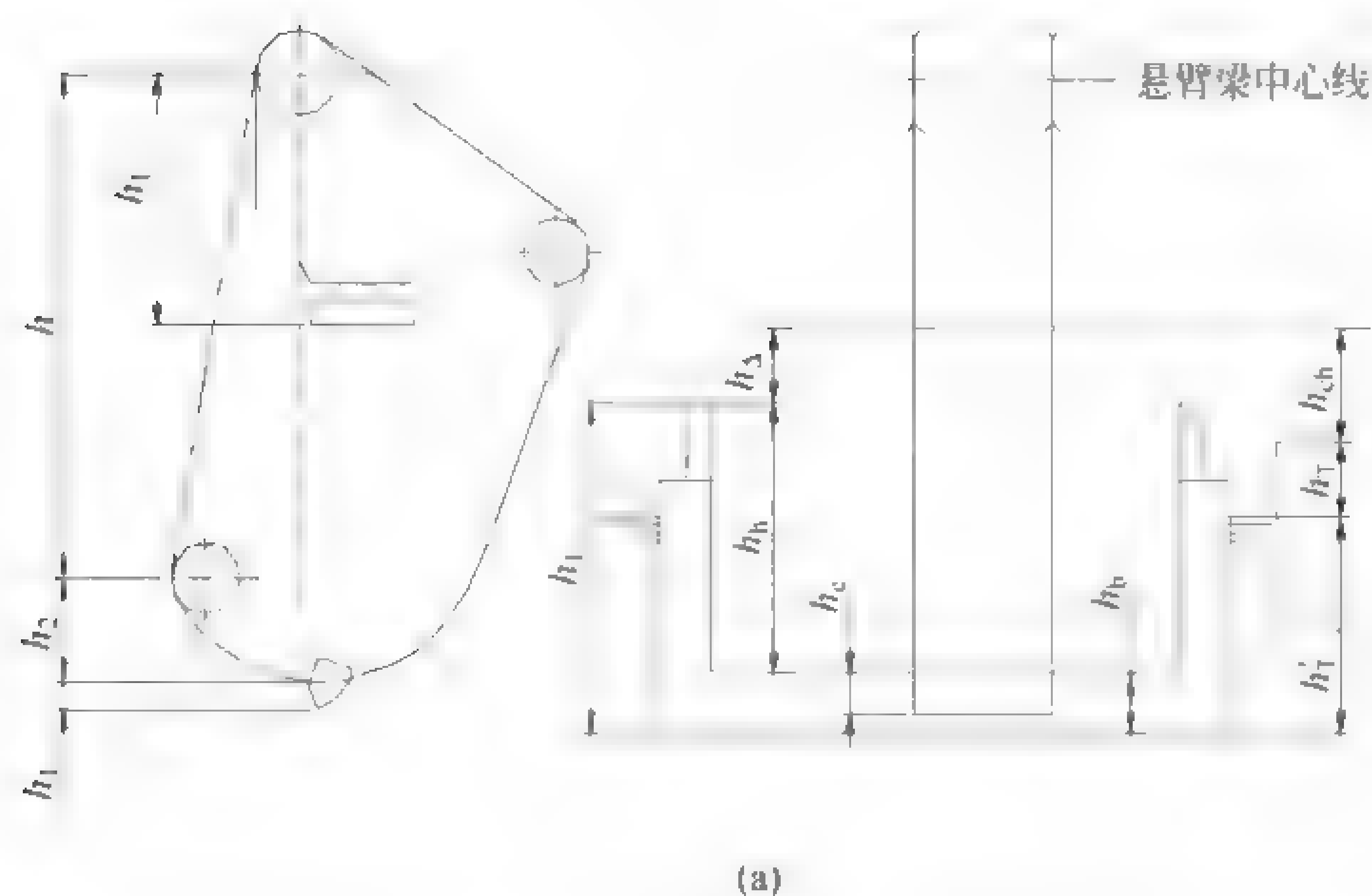
$[h_{ch}]_{min}$——保证倾斜输料胶带机最低点不碰撞甲板面，接料胶带机底面与甲板面间的最小垂直距离，m。

对于岸壁固定式悬链斗卸船机，链斗机构提升高度在设计低水位工况，可按下式计算确定：

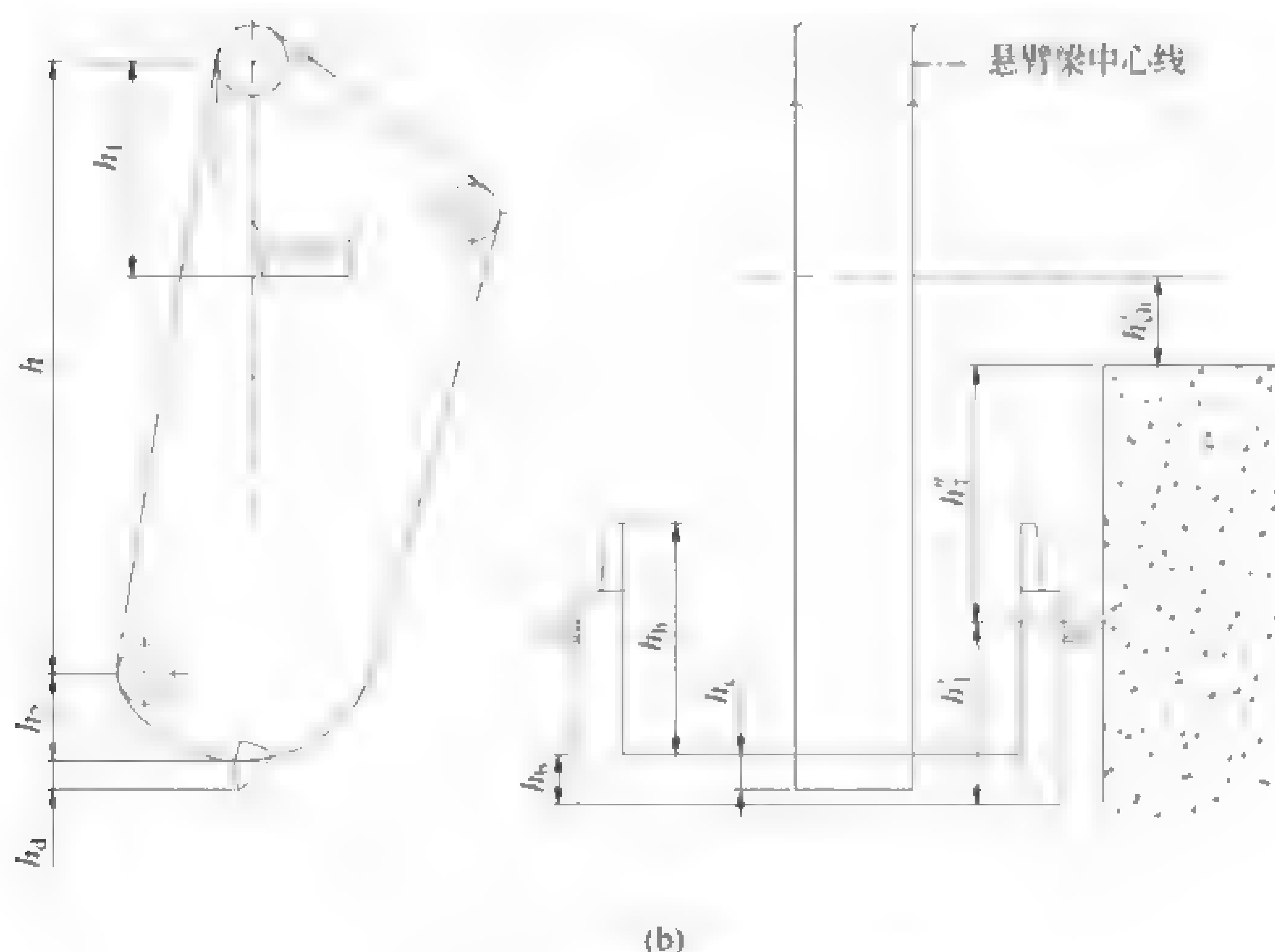
$$h \geqslant h_1 + h_{ch}' + h_T'' + h_T' - h_b + h_c - h_d - h_2 \quad (27\text{-}7)$$

式中：h_{ch}'——倾斜输料胶带机不碰撞码头面，接料胶带机底平面距码头面的最小垂直距离，m；

h_T''——设计低水位时，水面与码头的垂直距离，m。



(a)



(b)

图 27-8　链斗机构提升高度计算简图

2. 悬臂梁长度

悬臂梁长度为前立柱柱体中心线至悬臂梁前端梁中心线之间的水平距离。悬臂梁长度应以能使链斗达到被卸驳船船舱外侧边缘为原则，并考虑接料胶带机的安装、拉紧、维修空间，可按下式确定(见图 27-9)：

$$R - B + b_1 + (B_1 - b_2) + b_3 \quad (27\text{-}8)$$

式中：R ——悬臂梁长度，m；

B ——前立柱中心线与码头前沿边缘的水平距离，应能使链斗完全收回至码头以内，m；

b_1——码头前沿护舷宽度，m；

B_1——被卸驳船型宽，m；

b_2——驳船舱壁至船舷的水平距离，m；

b_3 ——考虑接料胶带机拉紧、维修等空间预留的距离，取 1～1.8m。

3. 悬臂梁升降行程

悬臂梁升降行程是指悬臂梁提升的上极限位置与下降的下极限位置间的垂直距离(见图 27 10)。

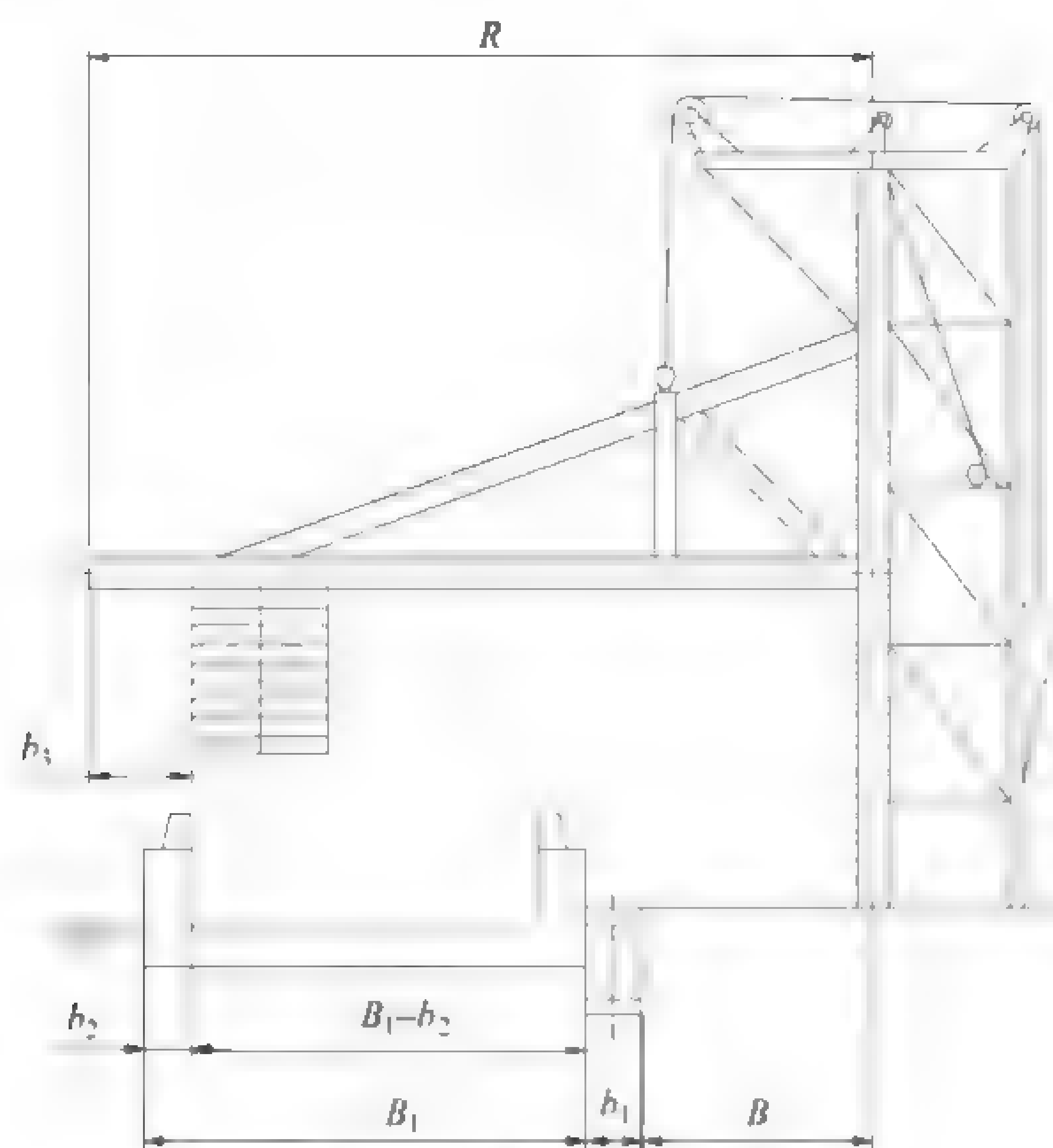


图 27-9　悬臂长度计算简图

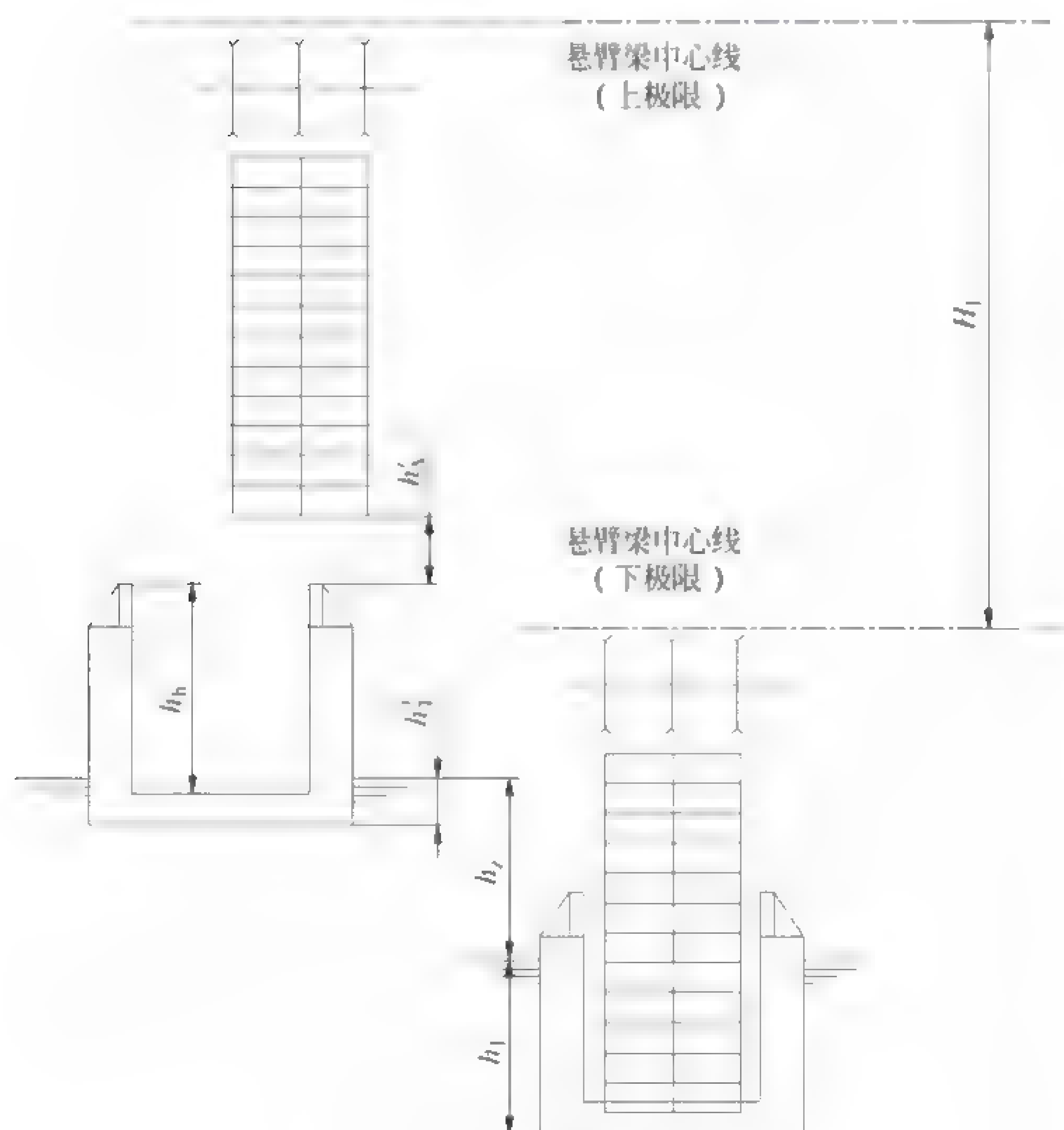


图 27 10　悬臂梁升降行程计算简图

上极限位置按设计高水位，驳船卸空后，链斗收回至码头内，斗口不应碰撞驳船围板的空间高度确定；下极限位置应能保证满载驳船在设计低水位时，链斗可挖取舱底物料的空间高度确定。其计算公式如下：

$$H_1 = h_h + h_c + (h_T - h'_T) + h_z + h'_\Delta \tag{27-9}$$

式中：H_1——悬臂梁升降行程，m；

h_h——待卸驳船舱深，m；

h_c——悬链曲线清舱时上抬高度，m；

h_T——待卸驳船满载吃水，m；

h'_T——待卸驳船空载吃水，m；

h_z——设计水位差，m；

h'_Δ——被卸驳船卸空后离泊，链斗机构收回至码头时，链斗斗口和驳船围板间的预留安全裕量，m；一般取0.3～0.5m。

4. 立柱高度

立柱高度是指码头面至立柱上承载平面横梁中心线间的垂直距离(见图27 11)。立柱高度应满足悬臂梁提升至上极限位置并留有一定的安全高度，可按下式计算确定：

$$H = h_2 + h_\Delta + h_0 + h + h'_\Delta - h_1 \tag{27-10}$$

式中：H——立柱高度，m；

h_2——驳船卸空时水面至围板顶面的高度，m；

h_Δ——链斗斗口至空载驳船围板顶面的安全高度，m；

h_0——悬臂梁中心线至链斗斗口的高度，m；

h——悬臂梁正、反台车间距，m；

h'_Δ——悬臂梁反向台车至立柱上支承平面中心的高度，按平衡重钢丝绳固定绳头不接触立柱上平面的下表面并留有安全裕量确定，m；

h_1——设计高水位时水面至码头面的垂直距离，m。

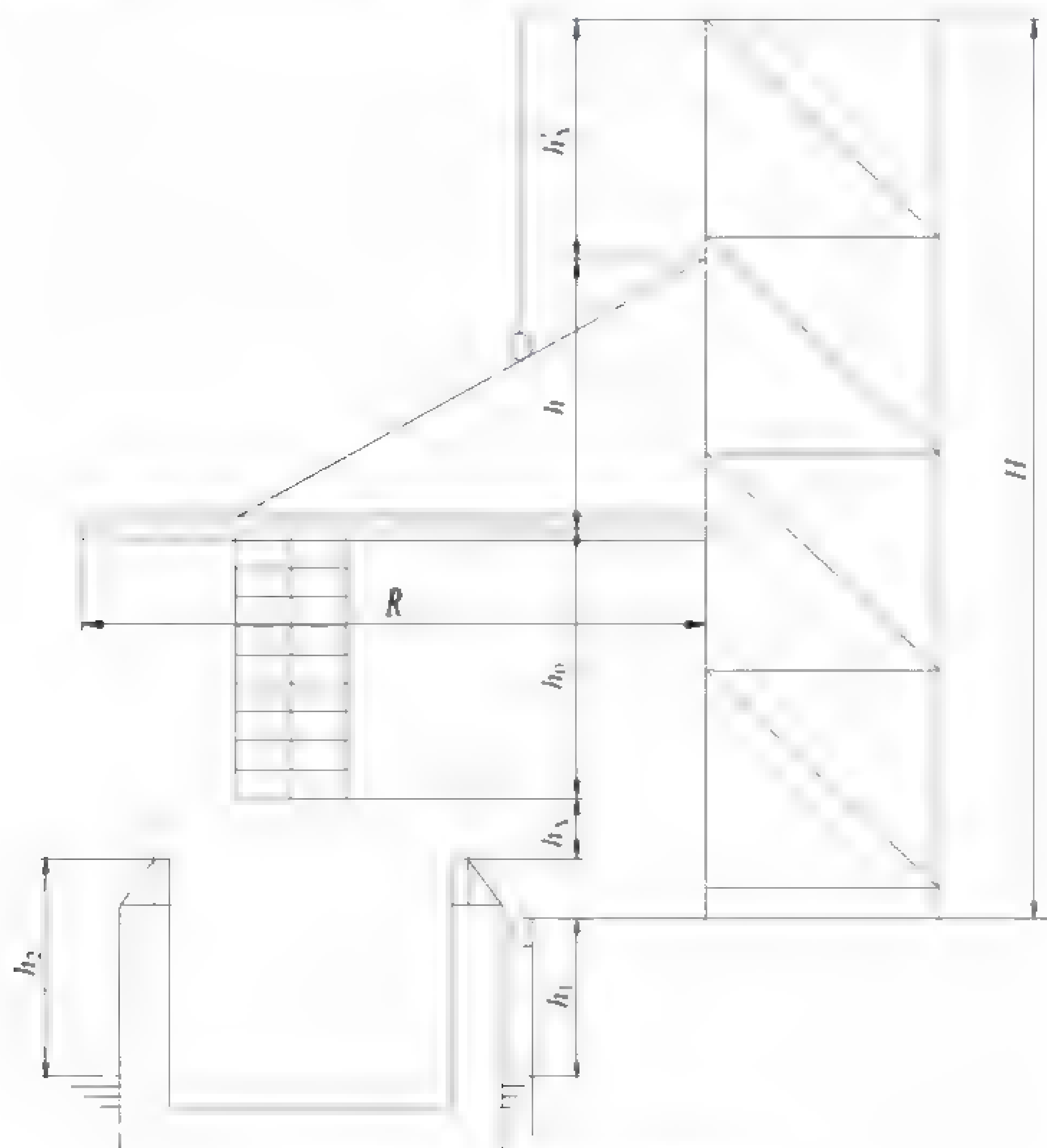


图27 11　立柱高度计算简图

27.3.2 主要技术参数计算

1. 额定生产率

$$Q = Q_0 X = \frac{3.6 v \rho i_0 \psi}{a} X \qquad (27\text{-}11)$$

式中：Q——卸船机额定生产率，t/h；

Q_0——一台链斗机构(单排链斗)的生产率，t/h；

X——链斗机构的台数(即链斗排数)；

v——牵引链的线速度，m/s；

ρ——物料的堆积密度，t/m^3；

i_0——料斗的斗容，dm^3；

ψ——料斗的充填系数，一般取 0.7～0.9；

a——料斗的斗距，m。

2. 链速

由于悬链式链斗卸船机采用重力卸载方式，链斗链条的速度不宜过高。在生产率一定的情况下，采用较低的链速，可增加料斗的宽度，减少移船作业次数，也有利于减少物料破损，防止粉尘飞扬，减小动载，延长链条等易损件的使用寿命。牵引链的速度一般在 0.35～0.55m/s 之间选取，接卸小型驳船及小生产率的链斗卸船机取较低值。

3. 斗距

斗距过小，料斗的充填率会下降，同时在卸料段卸料时，部分物料有可能抛撒在前一个料斗的斗背上。试验研究及应用实践表明，合理的斗距为斗高的 1.7～2 倍，并圆整为链条节距的整数倍。

4. 斗容

悬链式链斗卸船机链斗机构的斗容与链斗的排数、链条线速度、斗距等因数有关，可按下式确定：

$$i_0 = \frac{Qa}{3.6 X v \rho \psi} \qquad (27\text{-}12)$$

式中：i_0——料斗的斗容，dm^3；

Q——卸船机额定生产率，t/h；

27.3.3 悬链曲线及链条长度计算

悬链斗卸船机的牵引链绕过驱动链轮及上、下导轮形成封闭的无端链线，如图 27-12(a) 所示。为简化计算，将固定有料斗的链条近似地作为受均布载荷的均质沉重柔线。链线的提升区段 AD 和卸料区段 DC 则为近似的直线，而在取料区段 AC 则呈自由悬垂状态，该悬垂线即为悬链曲线。

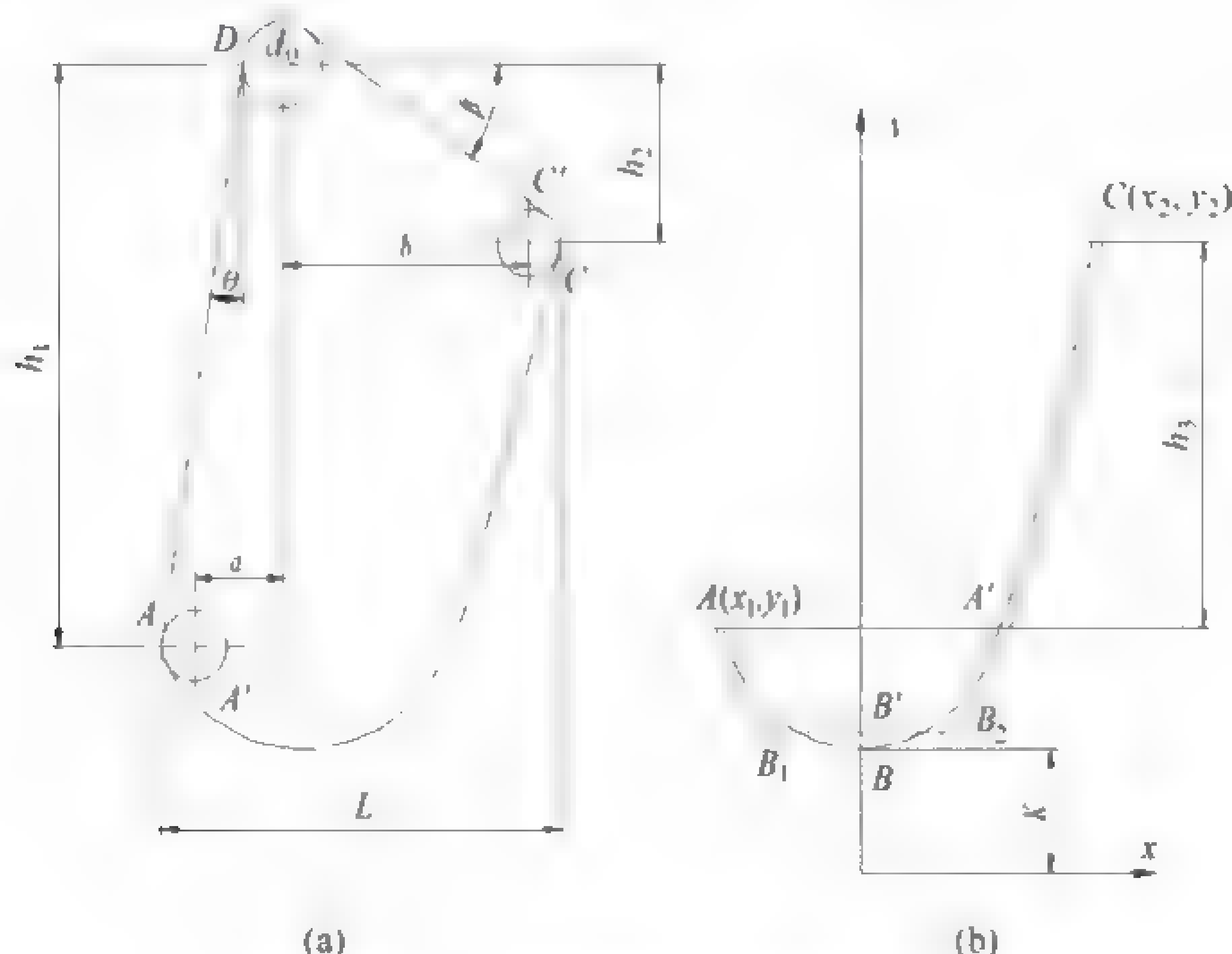


图 27-12 链斗链线计算轮廓简图

1. 悬链曲线长度计算

不同的悬链线长度可以有不同形状的悬链曲线。在取料过程中，悬链曲线在不同的工况(取料、清仓等)，其形状也将发生改变。合理的悬链曲线应能使料斗在取料过程中运动阻力最小，清舱效果也较好。试验研究表明，料斗在刮取舱底物料(清舱工况)时，悬链曲线形状如图27-12(b)所示，其顶点B抬高至B'点，悬链曲线形成AB_1，B_1B_2和B_2C三段，其中B_1B_2段与舱底面平行为直线段。当取料段AB_1和清舱段B_1B_2各为2倍的斗距长度时，所受阻力最小，清舱效果也较好，即

$$L_{AC}=L_{AB_1}+L_{B_1B_2}+L_{B_2A'}+L_{A'C}$$
$$=2a+2a+2a+L_{A'C}=6a+Ch_3 \tag{27-13}$$

式中：a——斗距，m；

C——系数。

链斗机在非取料状态，AC段链条又呈自由垂悬状态，根据悬链线方程可得悬链线长度为

$$L_{AC}=L_{AB}+L_{BC}=K\operatorname{sh}\frac{|x_1|}{K}+K\operatorname{sh}\frac{x_2}{K} \tag{27-14}$$

式中：K——H/q_2，H为悬链线在B点处张力的水平分力，q_2为链条和料斗自身重力产生的均布载荷之和。

用逐点逼近法求解由式(27-13)和式(27-14)组成的联立方程组，可得悬链曲线长度L_{AC}。

2. 链条长度计算

每台链斗机构的链条有2根，每根链条的计算长度为

$$L_1=L_{AC}+\frac{h_1}{\cos\theta}+\frac{\pi d_0\left(1-\frac{90°-\beta}{180°}\right)}{2}+\frac{d_0\sin(90°-\beta)+2h_2}{2\cos\beta} \tag{27-15}$$

式中：L_1——每根链条的计算长度，m；

h_1——驱动链轮中心线与下导轮中心间的垂直距离，m；

θ——提升段AD与垂线的夹角，一般取5°～10°，提升高度较大时取小值；

d_0——驱动链轮直径，m，按$d_0=\frac{t}{\sin\frac{180}{Z}}$计算，其中$t$为链条节距，$Z$为链轮齿数，通常取$Z\geqslant8$；

β——卸料段链线与水平线的夹角，与接料胶带机的布置和截面尺寸及悬链线开度L等因素有关，为保证物料能迅速卸空，一般在35°～50°范围内选取；

h_2——动链轮中心线与上导轮中心线间的垂直距离，m。

计算值应圆整为斗距的整数倍数值，由此，每排链斗的链条总长度为

$$L'=2L_1 \tag{27-16}$$

27.3.4 悬臂梁吊点位置及平衡重的确定

1. 吊点位置

悬臂梁吊点位置是指平衡重和悬臂梁之间的连接钢丝绳滑轮组在悬臂梁上的安装位置，通常以该滑轮组轴线与立柱前柱体中心线之间的水平距离L_1表示(见图27-13)。

在确定吊点位置时，应同时综合考虑悬臂梁正向台车和反向台车之间的轴距h。

悬臂梁吊点计算确定的原则为：

(1) 正常工作工况

悬臂梁正向台车和反向台车的最大轮压应小于允许轮压，即满足：

$$L_1\geqslant\frac{\sum M}{\sum G}=\frac{G_1l_1+G_2l_2+\cdots+G_nl_n-4[P]h}{G_1+G_2+\cdots+G_n} \tag{27-17}$$

式中：$G_1,G_2,\cdots,G_n$——安装在悬臂梁上的各部件(包括物料)的重量，N；

$l_1,l_2,\cdots,l_n$——悬臂梁上各部件在计算工况时的重心至立柱前柱体中心线间的距离，m；

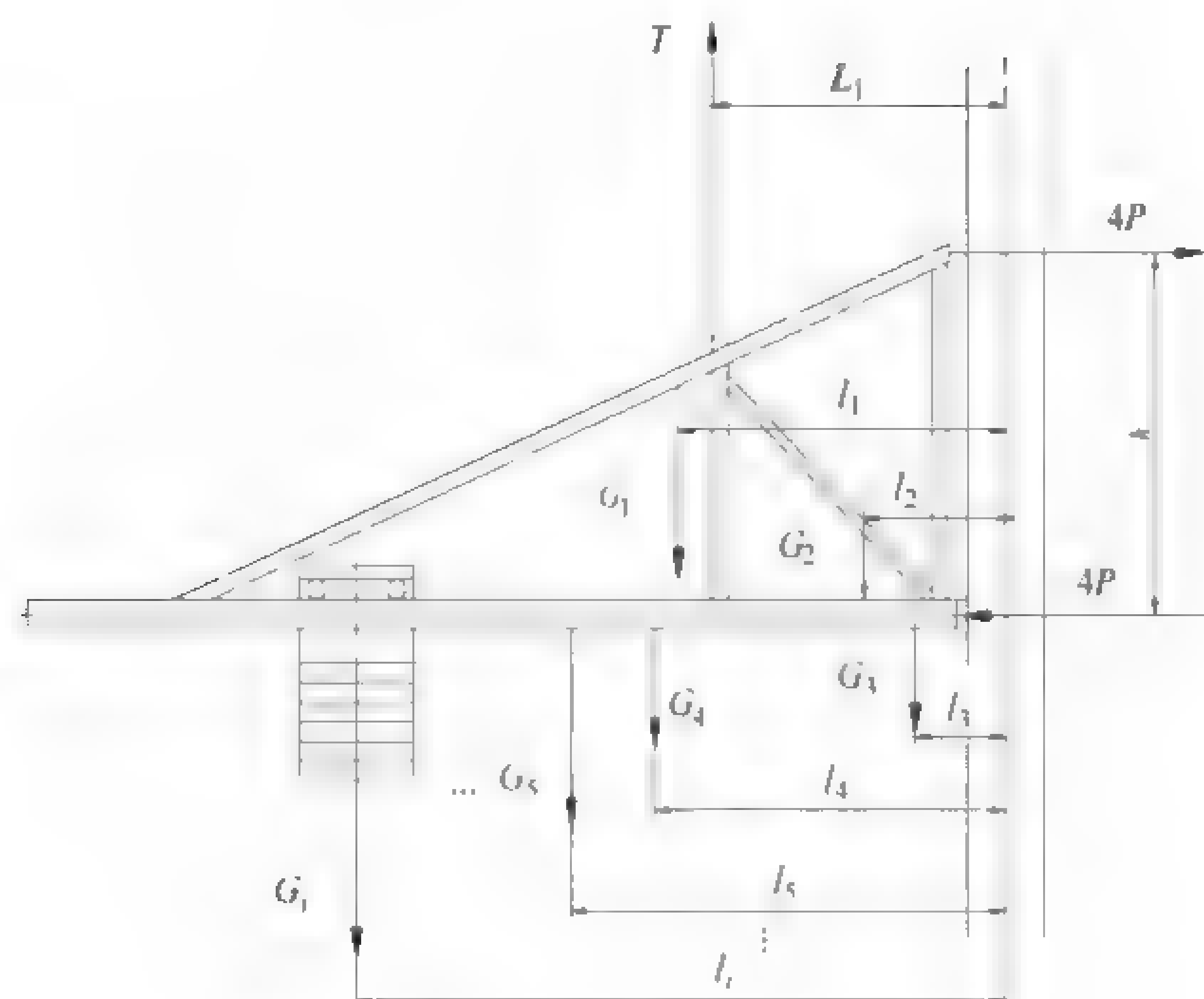


图 27-13 悬臂梁吊点位置及平衡重计算简图

$[P]$ — 台车车轮的允许轮压值，N；

h — 正、反台车间的轴距，m。

(2) 非工作状态

当卸船机处于非工作状态时，横移小车运行使链斗收回至码头岸线以内，悬臂梁正向台车的轮压不应出现负值，并有一定裕量，以避免台车车轮脱离轨道顶面。为此，悬臂梁吊点与立柱前柱体中心线间的垂直距离还应满足：

$$L_1 \leqslant \frac{\sum M'}{\sum G'} = \frac{G'_1 l'_1 + G'_2 l'_2 + \cdots + G'_n l'_n - 4[P]'h}{G'_1 + G'_2 + \cdots + G'_n} \tag{27-18}$$

式中：$G'_1, G'_2, \cdots, G'_n$——悬臂梁上各部件在计算工况时的重量，N；

$l'_1, l'_2, \cdots, l'_n$——悬臂梁上各部件在计算工况时的重心与立柱前柱体中心线间的距离，m；

$[P]'$——保证台车不脱离导轨的最小轮压值，N。

(3) 双链斗悬链斗卸船机的误操作工况

对具有双排链斗的悬链斗卸船机还必须校核在卸取物料过程中，司机误操作工况。将并拢的双排斗同向移动至船舱外侧舱壁并卸取物料时，悬臂梁台车的最大轮压值应不大于车轮的最大允许值，即

$$L_1 \leqslant \frac{(G''_1 l''_1 + G''_2 l''_2 + \cdots + G''_n l''_n) - (G''_1 + G''_2 + \cdots + G''_n)Le}{4h} \leqslant [P]_{max} \tag{27-19}$$

式中：$G''_1, G''_2, \cdots, G''_n$——悬臂梁上各部件(包括物料)在计算工况时的重量，N；

$l''_1, l''_2, \cdots, l''_n$——各部件在计算工况时的重心与立柱前柱体中心线间的距离，m；

$[P]_{max}$——台车车轮在该工况时最大许用轮压值，N。

2. 平衡器

为减小升降机构的驱动功率，改善立柱的受力，设置了平衡重。确定平衡重重量时，应满足悬臂梁在空载情况下，能克服台车的运行阻力而顺利下降，并留有一定安全裕量，即

$$\sum G - W_p \geqslant n \sum P \frac{\mu d + 2f}{D} \beta \tag{27-20}$$

式中：W_p——平衡重的重量，N；

$\sum G$——悬臂梁各部件的重量之和，N；

$\sum P$——悬臂梁正向台车和反向台车

车轮的轮压之和，N；

μ——车轮轴承的摩擦系数，对于滚珠或滚子轴承，$\mu=0.015$，对于圆锥滚子轴承，$\mu=0.02$，对于滑动轴承，$\mu=0.08\sim0.1$；

d——车轮轴枢直径，mm；

f——车轮滚动摩擦系数；

D——车轮踏面直径，mm；

β——附加阻力系数，一般取1.5～2.0；

n——安全系数，一般取1.5～2.0，卸取干燥或黏性大的物料的卸船机取较低值。

平衡重重量应包括吊笼的重量，平衡重的最终重量还应在设备安装调试中确定。

27.3.5　链条张力及链斗驱动功率计算

悬链曲线的形状在取料过程中随料斗的取料深度而变化。为简化计算，在计算链条张力及链斗机构驱动功率时，仍按自由悬垂状态时的形状(即悬链线)进行计算。

1. 链条张力计算

在图27-12中，悬链线顶点B的张力为最小，自B点用逐点法进行计算，各点张力如下：

$$F_B = Kq_2 \tag{27-21}$$

式中：K——见式(27-14)。

$$q_2 = q_1 + 2q_0$$

式中：q_1——料斗的线载荷，N/m；

q_0——链条的线载荷，N/m。

$$F_C = y_2 q_2 \tag{27-22}$$

$$F'_C = CF_C = Cy_2 q_2 \tag{27-23}$$

式中：C——张力增大系数，一般取1.04～1.05。

$$F'_D = (Cy_2 + h_2)q_2 \tag{27-24}$$

$$F'_A = Kq_2 + K_1 q \tag{27-25}$$

式中：K_1——与物料特性和链斗速度有关的阻力系数，由试验测定，计算时可取5～12，对松散小颗粒物料取小值，堆积密度大、块度大的物料取大值。

$$q = \frac{Q}{0.36Xv}$$

式中：q——物料的线载荷，N/m；

Q——链斗卸船机的生产率，t/h；

X——链斗的排数；

v——牵引链的线速度，m/s。

$$F_A = CF'_A = C(Kq_2 + K_1 q) \tag{27-26}$$

$$F_D = F_A + F_{AD} = C(Kq_2 + K_1 q) + F_{AD} \tag{27-27}$$

式中：F_{AD}——AD区段的运行阻力，N。

$$F_{AD} = (q + q_1 + 2q_0)h_1$$

式中：h_1——链斗机构的提升高度，m。

2. 链斗机构驱动功率计算

一台链斗机构的驱动轴功率为

$$P_0 = \frac{1.03(F_D - F'_D)v}{1000} \tag{27-28}$$

式中：P_0——驱动轴功率，kW；

1.03——考虑驱动链轮轴颈处的摩擦阻力系数。

驱动电动机的功率可按下式计算：

$$P \geqslant \frac{K_d P_0}{\eta} \tag{27-29}$$

式中：P——驱动电动机功率，kW；

K_d——考虑过载影响的功率增大系数，$K_d=1.25$；

η——链斗机构的传动效率，取0.85～0.90。

27.4　安全保护装置

现代悬链式链斗卸船机正向大型化发展，其链斗机构、悬臂梁、横移小车等不仅质量大，其结构尺寸也较大，接卸的驳船主尺度也不断增大。同时码头所处水域条件也各不相同，为了确保卸船机工作的安全性和可靠性，在卸船机的电力拖动、控制系统及机械传动系统中除应设有常规的各种保护及限位装置外，还必须设置专门的安全保护装置，主要有以下几种。

1. 平衡重钢丝绳系统的安全保护

平衡重钢丝绳系统连接悬臂梁和平衡重，钢丝绳一旦发生断裂，其后果不堪设想。因此，除按常规设计平衡钢丝绳系统外，还须设置一套保护系统，且两个系统必须互相独立。

起保护作用的钢丝绳系统借助螺旋装置拉紧。设计时，保护系统的钢丝绳可在设计规范取值范围内取较低的安全系数。

2. 防止链斗机构碰撞舱壁的保护

卸船机的链斗机构在取料至船舱端部终点或横向调整取料位置时，都有可能碰撞舱壁致使链斗机构支承架产生严重变形或损坏，因而应设置防止链斗机构碰撞舱壁的安全保护装置。

目前应用的防碰撞安全保护装置有接触式和非接触式两类。接触式防碰装置由触杆和碰触式传感器构成，即在链斗机构支承架的左右方向及斗口方向设置若干金属杆制成的触杆，触杆的一端和碰触式传感器的输入端相接，另一端则悬空。当触杆和舱壁碰触时，电路接通，中间继电器动作，切断电动机电源。非接触式安全保护装置则是在悬臂梁两主梁侧，距离主梁中心线一定距离处(根据船型确定)，各设置一台超声波传感器，在横移小车两端也各设置一台超声波传感器。卸船机工作时，超声波传感器周期性地发出超声波测定高度并显示高度值。当链斗机构取料接近船舱末端或横移小车横移至使链斗机构接近舱侧壁时，超声波将被甲板面反射，该值达到设定范围时，即报警并通过控制电路切断移船机构或小车行走机构电动机电路，使移船或小车行走过程停止并制动。

3. 移船系统的过载保护

当移船系统牵引驳船移动实现连续卸料时，由于被卸驳船及货物的总质量很大，加之水流流速较大，流态也不稳定，在驳船启动或制动时移船系统将承受很大的动力载荷致使移船绞车发生过载，为此在移船系统中须设置安全保护装置。其主要方案是在进、退船绞车的高速轴设置摩擦传动副，所传递的扭矩按驱动电机额定力矩的1.1倍调整，也可在高速轴设置安全联轴器或液力耦合器。

27.5 典型产品性能参数

中国现有三种基本类型的悬链式链斗卸船机的主要性能参数见表27-1。

表27-1 典型悬链式链斗卸船机主要性能参数

型号		XJL150A	XJL360A	XJL500B	XJL800A	XJL800B
额定生产率/(t/h)		150	360	500	800	800
作业方式		(浮式)定机移船	(浮式)定机移船	(浮式)定机移船	(浮式)定机移船	(浮式)定机移船
被卸物料		稻谷、小麦	煤	砂、碎石	煤	煤
被卸代表船型	船型	1000t 甲板驳	1000t 甲板驳	1000t 甲板驳	1500t 甲板驳	1600t 浅吃水海船
	型宽×型长×型深/(m×m×m)	10.6×55×3.5	10.6×55×3.5	10.6×55×3.5	13.5×75×3.5	—
链斗机构	斗容/m³	0.07	0.12	0.1	0.27	0.27
	链速/(m/s)	0.4	0.4	0.45	0.54	0.55
悬臂梁升降机构	升降行程/m	—	6.5	6.3	7.5	8.5
	升降速度/(m/min)	9.4	10	10	5.86	6
链斗横移机构	行程/m		9.5	9.5	12.5	14
	横移速度/(m/min)	10	10	10	10	10

续表

型号		XJL150A	XJL360A	XJL500B	XJL800A	XJL800B
移船机构	进船速度/(m/min)	0.45～2.25	0.6～1.9	0.2～2.0	0.46～5	0.6～6
	退船速度/(m/min)	10	17	2～20	0.46～14	5～10
带式输送机	带宽/mm	800	800	1400	1400	1400
	带速/(m/min)	1.6	2	2	2	2
装机容量/kW		51.8	92.5	111	172	200

型号		XJL800C	XJL800D.E	XJL1200A	XJL1200B
额定生产率/(t/h)		800	800	1200	1200
作业方式		(浮式)定机移船	(浮式)定机移船	(浮式)定机移船	(浮式)定机移船
被卸物料		煤	水泥熟料、砂	白云石、矿石	矿石
被卸代表船型	船型	1500t 甲板驳	1500t 甲板驳、300t 分节驳	1500t 甲板驳、2000t 分节驳	1500t 甲板驳、3000t 分节驳
	型宽×型长×型深/(m×m×m)	13.5×75×3.5	13.5×75×3.5	13.5×75×3.5	13.5×75×3.5，16×75×4.5
链斗机构	斗容/m^3	0.27	0.2	0.27	0.228
	链速/(m/s)	0.574	0.55	0.5	0.428
悬臂梁升降机构	升降行程/m	6	7.5	9	9
	升降速度/(m/min)	6	6	10	6
链斗横移机构	行程/m	12.5	13	14	14
	横移速度/(m/min)	10	10	10	10
移船机构	进船速度/(m/min)	0.8～5	0.5～5	0.8～5	1～5
	退船速度/(m/min)	5～10	5～10	20	5～10
带式输送机	带宽/mm	1400	1400	1400	1400
	带速/(m/min)	2	2	2	2
装机容量/kW		204.5	181	299	

型号		XJL350	XCJDL800	XCJDL600	XCJDL800a
额定生产率/(t/h)		350(单排斗)	800	600(单排斗)	800(单排斗)
作业方式		(岸壁移动式)定机移船	(岸壁固定式)定机移船	(岸壁固定式)定机移船	(岸壁固定式)定机移船
被卸物料		煤	煤	煤	煤
被卸代表船型	船型	2500t 甲板驳	1500～5000t 级肥大型自航船	12000t 甲板驳	10000t 甲板驳
	型宽×型长×型深/(m×m×m)	17.1×64×3.66	17.3×109×7	28×120×6.5	27.4×105×6.4
链斗机构	斗容/m^3	0.18	0.27	0.3	0.485
	链速/(m/s)	0.594	0.5	0.52	0.5

续表

型号		XJL350	XCJDL800	XCJDL600	XCJDL800a
悬臂梁升降机构	升降行程/m	10.5	12	11.5	11.5
	升降速度/(m/min)	6	6	6	6
链斗横移机构	行程/m	18	17.5	28	28
	横移速度/(m/min)	10	10	10	10
移船机构	进船速度/(m/min)	1.2～4	0.8～5	0.3～4	0.3～4
	退船速度/(m/min)	5～9	5～10	4～8	4～8
带式输送机	带宽/mm	1000	1400	1200	1400
	带速/(m/min)	1.6	2	2	2
装机容量/kW		160	220	300	330

27.6 技术标准与规范

目前悬链斗卸船机尚无专门的国家或行业标准，可遵循或参考港口起重机、斗式提升机、带式输送机的标准规范进行设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收，可参考表27-2。

表27-2 技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	JT/T 1072—2016	《链斗式连续卸船机》
3	JB/T 3926—2014	《垂直斗式提升机》
4	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
5	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
6	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
7	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械》
8	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第28章

埋刮板卸船机

28.1 概述

28.1.1 工作原理及特点

埋刮板卸船机是一种全封闭式散货连续卸船机，它具有垂直提升臂和水平输送臂。通过塔架回转、臂架俯仰、提升臂摆动、取料、物料提升和输送、卸料到装车点或顺岸带式输送机，完成卸船作业，整个卸船过程以埋刮板输送机为主体。

埋刮板卸船机的工作特点是从取料、垂直提升至倾斜输送和水平输送都采用埋刮板输送机。埋刮板输送机利用一条带有刮板的循环链在封闭的矩形钢槽内将物料沿料槽连续输送，输送物料的料槽可以是垂直或倾斜向上，亦可水平状态输送。利用刮板链条与物料之间的摩擦力以及物料的内摩擦力来克服物料与料槽的摩擦阻力，实现物料在垂直于水平方向的输送，从而完成卸船作业。

埋刮板卸船机的优点有：

(1) 结构坚固紧凑，组件耐磨，维修简便，维修费用低，卸船系统可靠性程度高；

(2) 采用封闭式作业方式，环境污染小，作业过程中无粉尘外扬，无物料撒落，噪声低；

(3) 运行成本低、卸货能力高而且稳定、流量均匀，适用广泛的卸散货功能，对板结的物料挖掘性能好，对物料中的杂物适应性好；

(4) 操作灵活简便，自动化程度高，可采用遥控，作业覆盖面大，所有工作范围内可获得最高效率。

埋刮板卸船机的缺点是：

(1) 造价较高；

(2) 整机较重，基础投资增加；

(3) 埋刮板式卸船机的 SKT 箱体更换较麻烦；

(4) 取料头无收集物料能力，清舱时需有供料装置配合。

28.1.2 应用范围

埋刮板卸船机的作业物料范围主要是谷物、榨油原料、衍生物、动物饲料、磷矿石、硝酸盐、碱、苛性钾、高岭土、煤炭、氧化铝、合成肥料以及其他类似有流动性的细粒和粗粒散装物料或能以前端装载机、铲运机型送料机供给取料口的散装物料。

埋刮板式卸船机的卸货能力为 150～2000t/h；最大适合用于载重吨位高达 12 万吨级船舶的接卸。

28.1.3 发展现状

埋刮板卸船机是瑞士布勒公司(Bühler)在卸船设备方面的主导产品(以 SKT 著称)，该公司 1960 年开发的首台 SKT11″型卸船机的卸货能力为 150t/h，用于意大利港口接卸磷酸盐。埋刮板卸船机是一种全封闭连续卸船机，由多

种形式的埋刮板机组成。作业时，先将提升臂放入船舱中，使进料头插入料堆；物料从提升臂下端开口处流入箱体内，在刮板循环链条的推动下，物料随着链条刮板的向上运动而提升；然后从吊臂顶部卸出经转接溜槽落入壁架上的水平输送机，再转载输送到码头的预定接料装置。

HL-SKT型卸船机是瑞士布勒公司以世界港口领域活跃多年的SKT型设备的输送原理和结构形式为基础加以改进而成，HL-SKT是特意为提高搬运散货效率而设计的。它通过提高链速的方法，使输送能力得到大幅度提高。旧型号SKT最高链速为1.2m/s，而HL-SKT最高链速可达2.8m/s。机型代号"HL-SKT"的含义为"高效率链式卸船机"。1980年，世界上首台配备了HL-SKT埋刮板机械式卸船机HL-SKT形式RSH350/350在日本日清制油矶子港(Nisshin Oil Mills，Isogo)成功地通过测试并投入使用。该机主要性能参数为：卸船能力600t/h，物料密度0.78t/m³，悬臂埋刮板输送机长度25.8m。

布勒公司制造的HL-SKT产品，经过不断技术改进与发展，目前已有60多台投放市场，在世界各大港口得到了广泛应用。卸船能力介于150～2000t/h之间，其中1000t/h以下机型较为常用。20世纪90年代，布勒公司推出Portalino和Portalink两个机械式(刮板)卸船机机型。Portalino和Portalink卸船机具有成熟的技术和坚固的机器部件，甚至在恶劣的环境中也可实现可靠的操作，可用于散粮储存装置(谷仓、筒仓)和加工厂的物料输送。"Portalino"系列产品的产量为100～300t/h；"Portalink"系列产品的产量为600～1400t/h。最高卸船能力高达1400t/h，(双型2000t/h)非常适合用于载重吨位高达120000DWT的船只的卸料。1995年布勒公司又研制出"Portalink-L"型号产品，其产量为600t/h，适合卸载60000t巴拿马级船舶，"L"表示轻型结构。卸船机推入/推出设备在货舱内扩大了卸料范围。该设备采用可编程序逻辑控制系统，能遥控操作。

目前，国内外有不少港口采用埋刮板卸船机进行散货接卸船作业，如加拿大蒂亚港、日本神户港、荷兰鹿特丹、法国洛林、菲律宾马尼拉、德国汉堡VEUHOF、南非、上海港民生路码头、大连北良港、宁波港、秦皇岛港、日照港等。

我国在埋刮板卸船机应用方面，上海港为我国首次引进埋刮板式连续机械卸船机，额定生产率为1000t/h，适应船型5000DWT，由瑞士布勒公司设计、江南造船厂制造与安装。大连北良港拥有2台Portalink-1000卸船机，适应船型5000DWT及巴拿马级船型。秦皇岛港散粮码头拥有1台Portalink 600/70RK机械卸船机(见图28-1)，额定能力为600t/h，最大适应船型50000DWT。日照港散粮码头7万吨级专业泊位，配有瑞士布勒生产的1000t/h连续式刮板卸船机，最大外伸距26m，卸船能力为540t/h。广州南沙粮食通用码头拥有2台布勒卸船机，额定能力为1200t/h，最大适应船型100000DWT。宁波港金光码头配备1台埋刮板卸船机，型号为Portalink-1000，由瑞士布勒公司设计，钢结构及现场安装由江南重工集团承担，最大适应船型80000DWT。国内目前在天津中粮佳悦码头、中储粮镇江粮油有限公司5万吨级码头等均有使用瑞士布勒公司生产的连续式埋刮板卸船机。

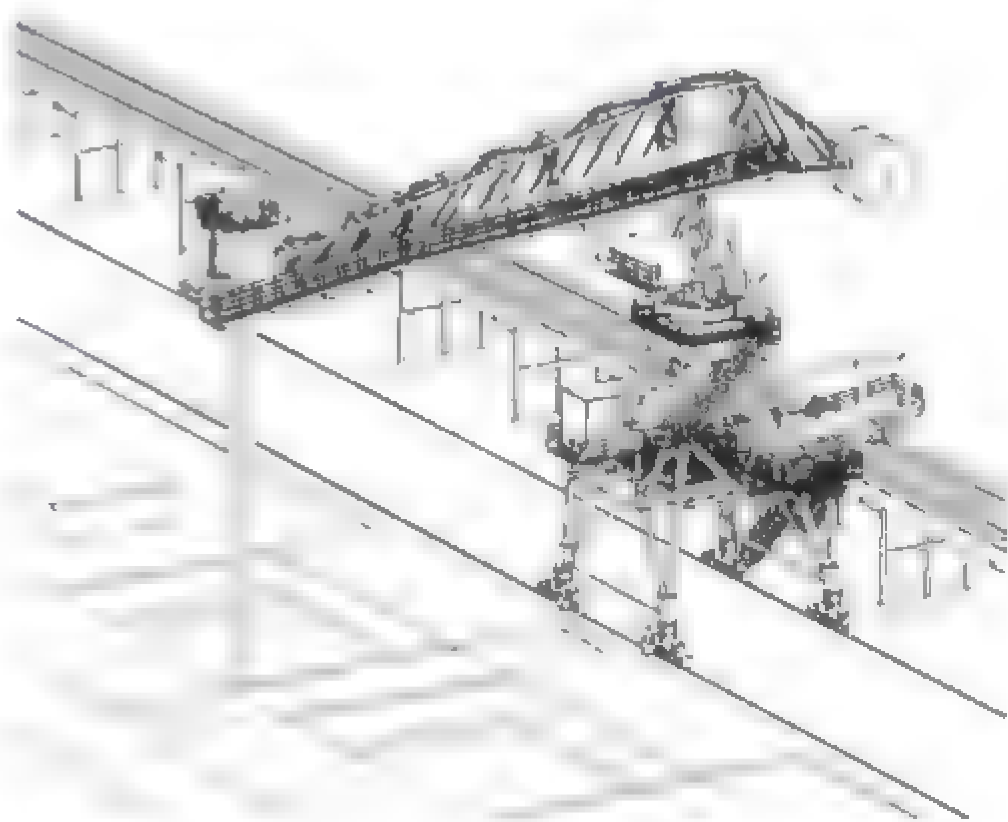


图28-1 秦皇岛港埋刮板卸船机

28.2 构成与结构形式

28.2.1 整机结构形式

埋刮板卸船机是一种连续机械式卸船机

械，主要由取料刮板机、臂架刮板机、门架刮板机三大部分组成，具有可以摆动的提升臂、旋转与俯仰的主臂架，整机可以沿码头前沿行走方式或为固定式。

卸船机取料头采用HL-SKT埋刮板形式，取料头插入物料直接挖取，无喂料装置；提升臂依靠球铰支承，铰接于臂架头部；臂架采用桁架式结构与平衡梁合二为一组成单硬杆臂架系统，可绕铰点在垂直平面内上下俯仰。通过液压缸的联合动作，可将取料头调节到作业所需的位置。HL-SKT的机头/驱动机构赋予它一个相当大的工作范围，提升臂的可升降功能和卸料部分的可旋转功能允许其对各种船舶卸载。

埋刮板卸船机的工作范围由提升臂与主臂架的长度以及回转、运行、俯仰、摆动等机构确定，其作业范围如图28-2所示。

埋刮板卸船机根据设置场所的条件，可被设计为固定式、浮式、轮胎式和轨道式四种主要形式，应用最为广泛的是轨道式。

固定式埋刮板卸船机直接固定于码头前沿，在卸船机的门架中心安装溜管与码头前沿转接至后方的预定接料装置相连接。浮式埋刮板卸船机和装料塔及装船设备均装配在浮式船体(趸船)上，实现物料过驳功能。轮胎式埋刮板卸船机大机行走采用轮胎式自行走机构，可更灵活应用到不同的码头(见图28-3(a))。轨道式埋刮板卸船机大机运行机构采用车轮台车方式，可在码头前沿沿轨道方向上移动，是目前较为普遍的一种形式(见图28-3(b))。

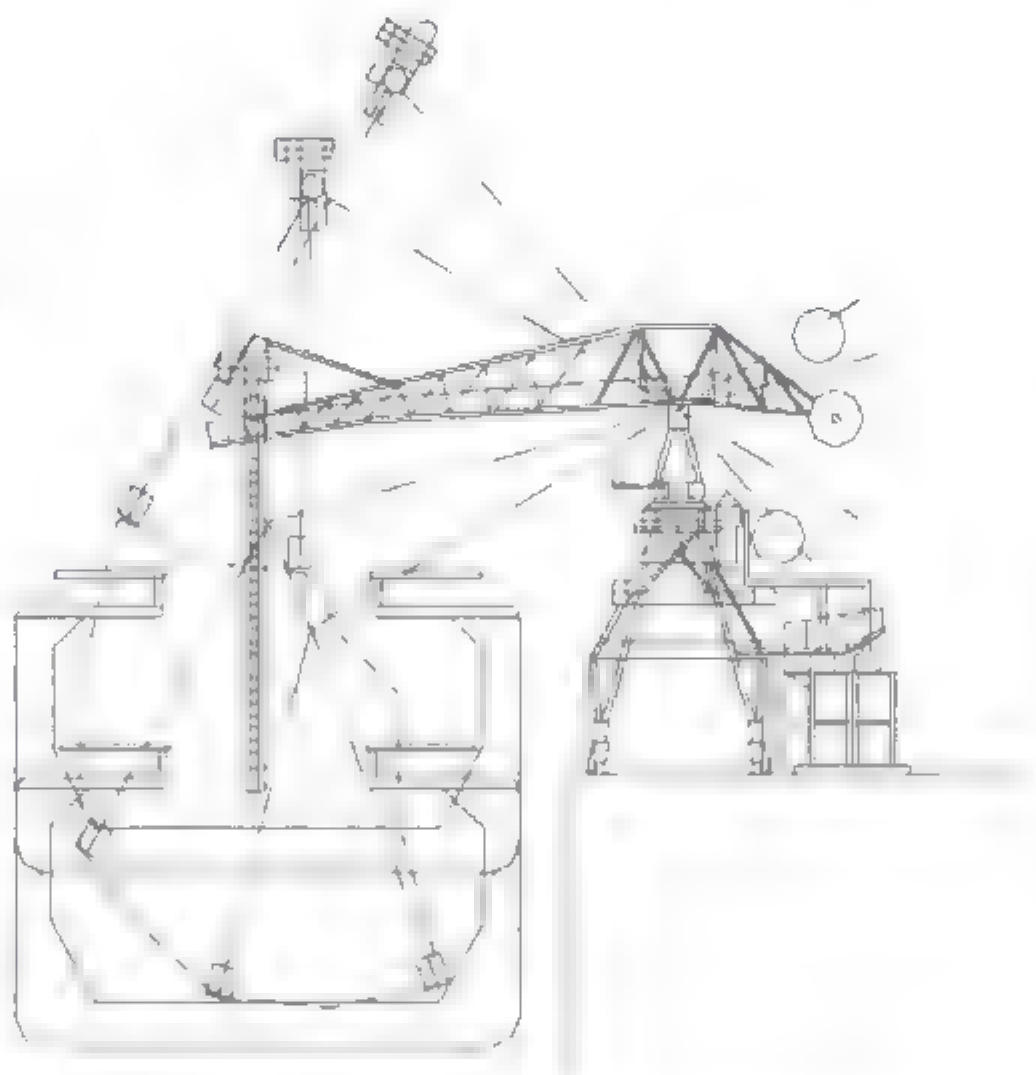


图28-2　埋刮板卸船机的工作范围

埋刮板卸船机上可根据订货需求加装连续式装船机和小吊机，虽然功能较多，但构造复杂。连续式装船机一般支承在卸船机海侧门腿上，由水平臂架、伸缩溜筒等组成。水平臂架具有俯仰和回转功能(见图28-4)。小吊机一般为单臂架形式，支承在卸船机上转台的一侧，主要用于吊运清舱机械和辅助清舱，以及为卸船机自身的维护保养提供服务等。它由转架、臂架、起升机构、变幅机构、回转机构等部分组成。



(a) 轮胎式埋刮板卸船机



(b) 轨道式埋刮板卸船机

图28-3　埋刮板卸船机



图 28-4 具有装船功能的连续机械式卸/装船机

28.2.2 整机组成

埋刮板卸船机由以下部分组成：沿顺岸轨道行走移动的门架及行走机构、支承在门架上并绕中心旋转的转台、由俯仰液压缸驱动可上下俯仰的主臂架及上面的倾斜刮板输送机与其后配重、由摆动液压缸驱动可绕水平臂架端部前后摆动的提升臂及其同接其内的埋刮板垂直提升机与取料头、安装在提升臂上部的机内转接溜槽、安装在臂架上的刮板输送机、位于旋转塔架内的受料溜筒、安装在门架上的水平刮板输送机以及润滑系统、除尘系统、电气传动与控制系统等，如图 28-5 所示。

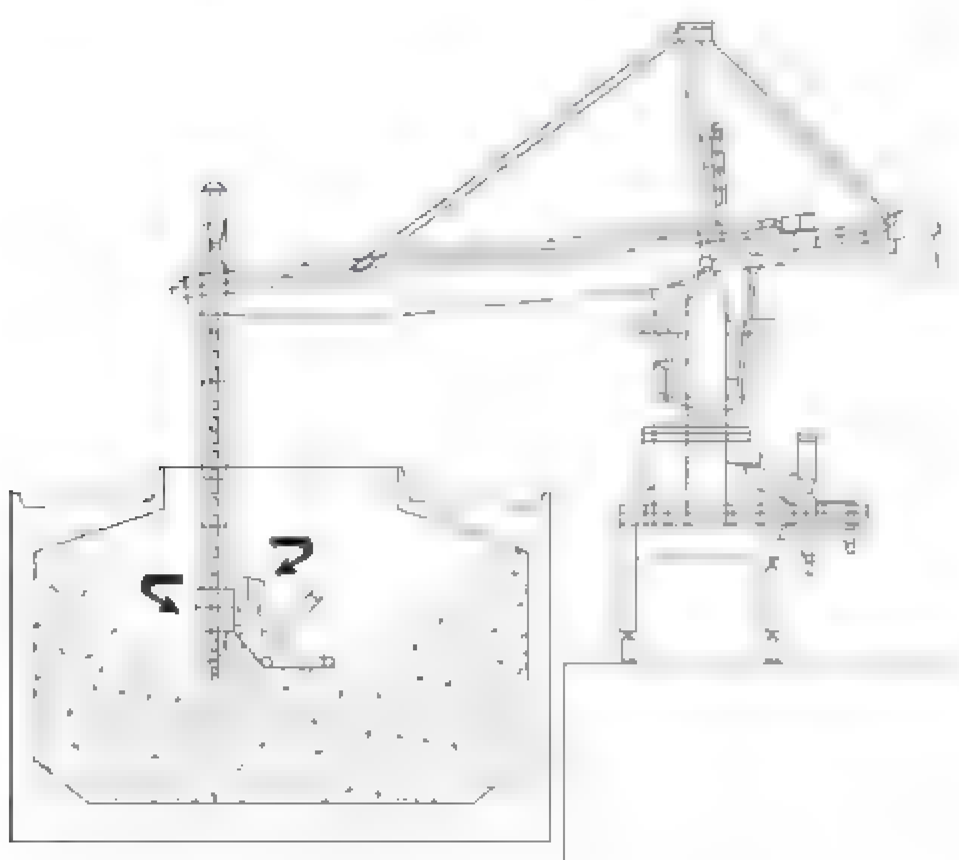


图 28-5 埋刮板卸船机总图

28.2.3 设备构成与工作原理

埋刮板卸船机利用物料与刮板的摩擦力和物料与物料之间的内摩擦力，带动物料流向上。其主要部件是一台封闭的带有特殊设计的 HL SKT 高速刮板链条，循环在一个封闭的矩形钢板槽中连续运转，货船物料从提升臂下端开口处流入箱体内，散粒物料受刮板的运动推力定量连续地被推上，然后从吊臂顶部卸出，实现舱内物料连续地垂直输送。通过全封闭的软连接溜槽和可伸缩料斗排入水平臂上埋刮板输送机，继续前行、进入受料溜筒，实现连续卸船作业。

物料输送系统是整个卸船机的核心部分，由它完成机械取料、提升物料和将物料传送、卸料到顺岸带式输送机或码头其他接料装置的功能。按物料输送方向，依次为垂直埋刮板输送机和喂料器、机头转接溜槽、臂架刮板输送机、受料重力溜筒、门架刮板输送机、卸料漏斗等，其物料输送系统流程如图 28-6 所示。

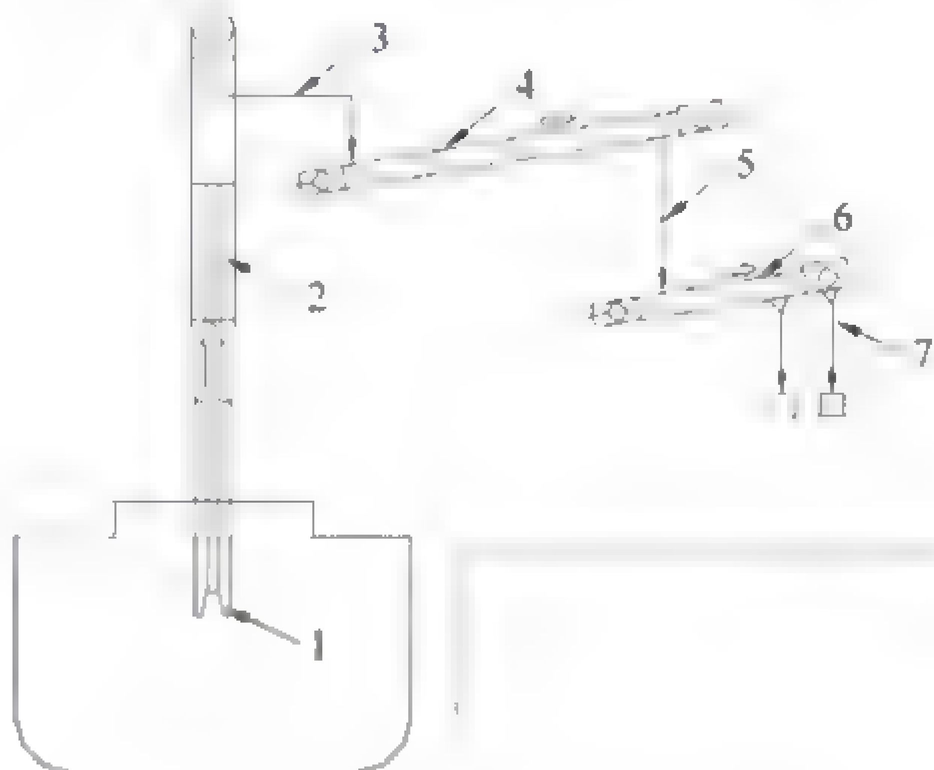


图 28-6 卸船机物料输送系统简图

1—取料头；2—垂直埋刮板提升机；
3—转接料斗溜槽；4—臂架刮板输送机；
5—重力溜筒；6—门架刮板输送机；7—卸料漏斗

1. 取料头

HL-SKT 的取料头部分被设计用来拾起要被卸载的物料，它具有确保最大物料流量的特殊形状进料口。取料头依靠刮板链条的运动和物料的自流性，实现自行取料。输送自由流动物料时，可以通过调整横向料板来改变取料头的进料量。如果物料是一种非自由流动性的，它必须被馈送给取料口。

取料头应有适当的保护，在清仓时不会由于清舱机和取料头的碰撞而损坏取料头，同时

能很容易地将被杂物损坏的刮板矫正。对板结的散料挖掘性能好，对散料中杂物的适应性好。

2. 垂直埋刮板提升机

埋刮板式卸船机卸船与其他连续卸船机的不同之处，在于它独有的HL-SKT高效垂直埋刮板输送机，其特点为：具有分开的上升分支和回行分支封闭料槽，槽内刮板的无端链条分别缠绕在头部的驱动链轮和尾部的张紧链轮上。作业时，卸料刮板进料头插入待卸的散料中，主要依靠散状物料的自流特性使物料进入取料装置；专门设计的环形输送链拾取物料循环运转，并由刮板夹住在输送套管内部形成紧密的物料柱，连续定量地将一个个物料柱提升到上部出料口。

垂直提升驱动装置采用低速大扭矩液压马达直接驱动埋刮板机的牵引链轮轴，传动平稳，可实现输送链的无级调速，卸船速度随意调节，控制方便。垂直埋刮板机设有自动沉降系统，由一个受保护的水平传感器控制对物料的自动沉降运动。

垂直埋刮板机沿提升机高度每隔3～4m设有一个防爆安全阀门，装配过载保护装置和速度传感器。在内、外摆30°的范围内，均应达到卸船机的额定效率。

刮板和输送链带是埋刮板机的核心部件，它们可以承受最大的磨损，达到所需的高抗拉强度。采用特殊的锻造和硬化工艺加工制成关键组件输送链条；框形刮板通常采用低碳钢制成。输送链由若干T字形铸钢件链条通过可更换的表面硬化连接销铰接而成，在每一横条上都对称焊装矩形圈状刮板，使其受力均匀，运行平稳，易于实现链速的提升。垂直埋刮板机内置带有结构紧凑可调式输送链带张紧装置。根据埋刮板输送机的布置情况及被运物料的特性，刮板采用不同的结构形式。常用的刮板形式如图28-7所示。

3. 臂架输送机

臂架输送机采用焊接加螺栓组装钢板构造，按法兰标准部件预装。输送机外壳包括分开的传送分支输送机和回空分支输送机，由支架连接。臂架输送机驱动端和尾部均配备检查盖，在尾部配备零速断路器和紧链装置。输送机在工作状态的俯仰角度范围内，均应达到卸船机的额定效率。

4. 机内溜筒

机内溜筒上部为全封闭、防水防尘钢板构造，配备螺钉组装的耐磨衬板，带凸凹的标准部件。

5. 门架埋刮板输送机

门架埋刮板输送机可将散料转卸到码头输送机或卡车上。门架埋刮板输送机的一端固定在门架顶部，另一端由臂架支承。支承结构要有足够的强度和刚度，以保证输送机平稳运行。该输送机的出口装料溜管应能与码头输送机进料口对位准确、连接快速、密封良好。

6. 金属结构

埋刮板卸船机的主要金属结构包括转台结构、臂架结构、提升臂结构、门架结构、梯子平台和护栏等。

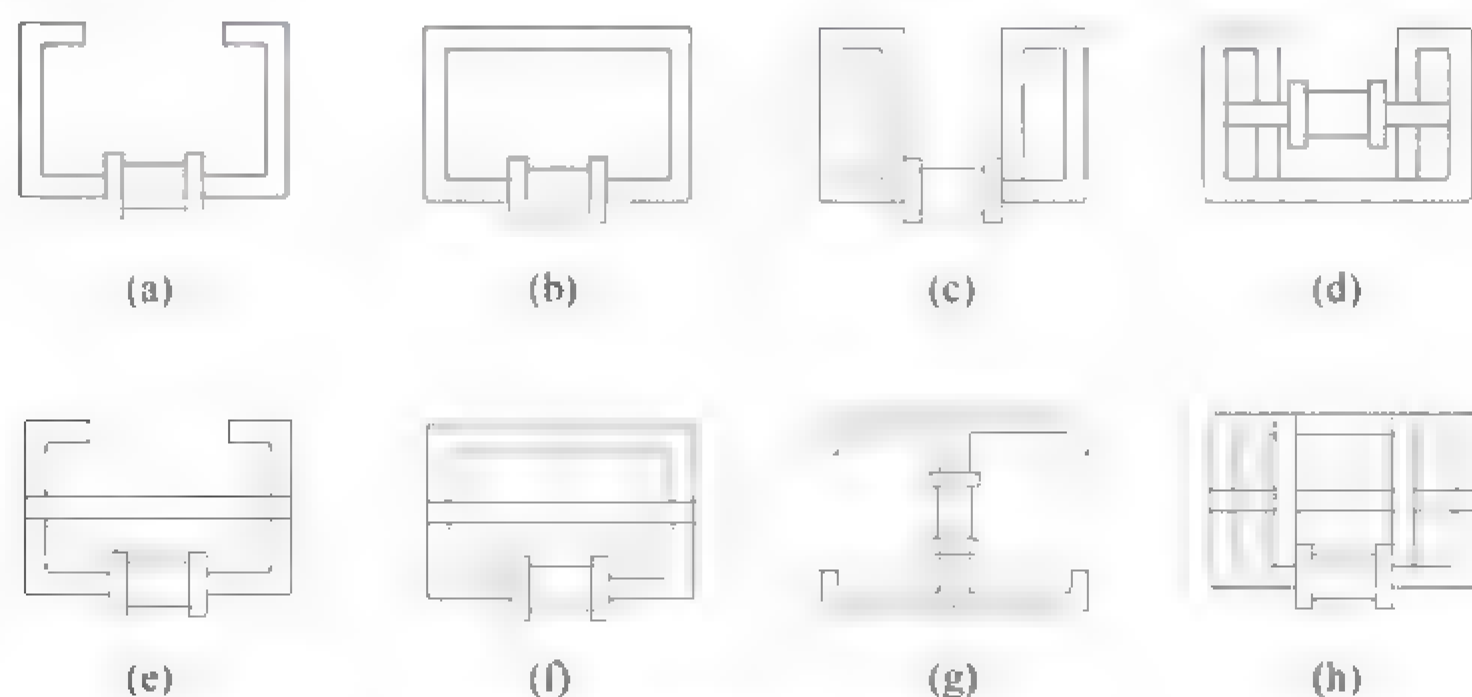


图28-7　埋刮板卸船机的刮板形式

门架为焊接结构，门架净空一般为5～6.5m，结构设计应保证强度刚度。门架各支腿设有千斤顶顶座。门架下方设有夹轨器、缓冲器、轨道清扫器、防风锚定装置及防止两机相撞的安全装置。

转台结构为板梁焊接重型结构，旋转驱动装置布置在旋转架上，结构设计应消除旋转驱动支承的偏斜。在旋转架与旋转支承之间的料斗内应安装耐磨衬板，最小板厚不得小于10mm；并应采取彻底密封，以防止粉尘外溢。

臂架为板梁焊接的钢结构，臂架结构的谐振频率应避开其他振源所产生的干扰频率以避免发生共振。臂架输送机两侧设置人行通道。臂架配重应设计成变幅过程中重心移动为最小的结构。

提升臂为焊接加螺栓组装钢板结构，按标准部件预装。提升臂部分非常坚固，起到自我支承的作用，能承受作业时的轴向力和径向力。提升臂分为上升分支和回行分支。虽然链与壳体之间存在一定间隙，但这些具有固定大小的正方形横截面使得输送链仍能提升料柱。经常与船舱内物料接触的端部应由耐磨的不锈钢材料构成。

7. 机构

卸船机的机构包括大车运行机构、回转机构、水平臂架俯仰机构、提升臂架摆动机构等机构以及小吊机的起升机构、变幅机构、回转机构等。

1）大车运行机构

卸船机的各支腿都由运行台车与平衡梁相连的组件支承，各走行车轮受力均衡。车轮应为双轮缘型，踏面经过表面淬火处理，硬度值不小于300HB，踏面宽度要考虑轨道的公差。车轮组轴承使用寿命不得低于40000h。驱动轮数不少于总轮数的1/2。若存在偏斜的可能性，则应设置防偏斜布置。

驱动装置由电动机或液压装置驱动，也可采用三合一减速机（电动机、减速器、制动器）驱动的方式。如果采用电动机驱动，电动机和减速器应直接连接，走行减速器与车轮驱动轴应采用紧缩盘连接。制动器应保证制动同步，其制动力矩应可调，且带有放松指示器。要求在下坡、顺风和风速为20m/s的情况下运行时，制动器能将卸船机停止在轨道任意位置处。任何情况下，制动器都能停止在风速达到35m/s条件下运行的卸船机。

卸船机应装配2台夹轨器。每条轨道上设一台夹轨器。在风速为35m/s的情况下，夹轨器应保证卸船机在轨道上不发生滑移。无论夹轨器在夹紧状态还是在放松状态，司机室内均有显示。

卸船机两侧设机械式风暴插销锚定装置。机械式风暴锚定装置由一个插板销组成。锚定装置按能抗55m/s风速进行设计。夹轨器和锚定器的抗滑安全系数至少为1.5倍。

2）回转机构

旋转支承装置应确保水平荷载及垂直荷载作用下，平稳地转动。旋转轴承寿命为50000h，采用液压驱动方式或电动机驱动方式。应设有可靠的力矩限制器、旋转限位装置和非工作状态时旋转锁定装置。用于回转机构的锁定装置应为手动式的，且旋转锁定应与旋转驱动联锁，即锁定条件下旋转塔不能转动。旋转角度应能在任何时候在司机室显示。

3）臂架俯仰机构

液压操作的俯仰系统能使臂架平稳地停留在任一作业位置，其俯仰角度应能在任何时候在司机室内显示。液压系统的设计应保证液压回路失灵时臂架不下跌。当提升臂与船底发生碰撞时，液压系统能自动卸荷。臂架俯仰设有可靠的极限限位保护装置。臂架在非工作时必须锁定。

还应设置一套应急驱动系统。当码头突然停电，该系统可借助自行式应急电源设备供电，以至少为正常俯仰速度的1/10的慢速将臂架抬起退出舱口。正常工作时，应急驱动系统与主驱动断开。

4）提升臂摆动机构

提升臂通过免维护的调心球面轴承挂在臂架上。双动式液压缸通过自润滑球形滑动

轴承，连接到钢结构。提升臂的摆动由液压系统驱动；提升臂根据作业需要可内外摆动，摆动角度为内摆30°、外摆30°。应设有防止提升臂与船舱口相碰撞的安全保护装置及可靠的极限限位保护装置。

5）提升臂机头卸料/驱动机构

HL-SKT由它的头部与龙门结构支臂通过T球铰支承连接起来。机头包含卸料和驱动部分，是由1～2个驱动输送链链轮的液压马达组成的。液压驱动的低惯性有效地保护输送链，防止异物进入吊斗对其造成损坏。

该机构还实现了一个重要功能——作为卸料装置使用。埋刮板提升机HL-SKT液压驱动装置下方为卸料口的位置，其开口方位为侧卸料口形式，即在上升分支和回行分支的同一位置、同一侧联通开口。在上升箱体上升的物料由刮板链条向卸料口卸载，少量物料刮板链条携带到回行分支区段，在这里均可通过回行分支卸料口被卸载。通过该机构物料被转接到安装在悬臂上的BKT链式输送机。

在HL-SKT垂直埋刮板机和臂架埋刮板机活动连接装置内（旋转接料段）设置斜向挡板，必要时采用气缸驱动调节。

8. 辅助装置

1）喂料器

卸不易流动的物料，可以在提升臂配备铲运机型喂料器RZH。RZH喂料器可旋转360°，其吊杆可以俯仰。喂料器能自动跟踪、自动喂料，顺利地将物料供给提升输送机，如图28-8所示。喂料器的驱动装置不应与物料接触，且具有良好的防尘性能，不产生粉尘污染。喂料器设有过载保护装置，当有异物造成喂料器过载时，应能将异物退出。

2）松料旋杆

装卸大豆或鱼粉、动物饲料或生物质等在装运过程中被压实不易流动的物料和产品时，可选择装配松料旋杆。松料旋杆可使进料头部周围的物料变松散，有利于物料向链式输送机流动，这样可以提高物料通过率并简化卸料操作。

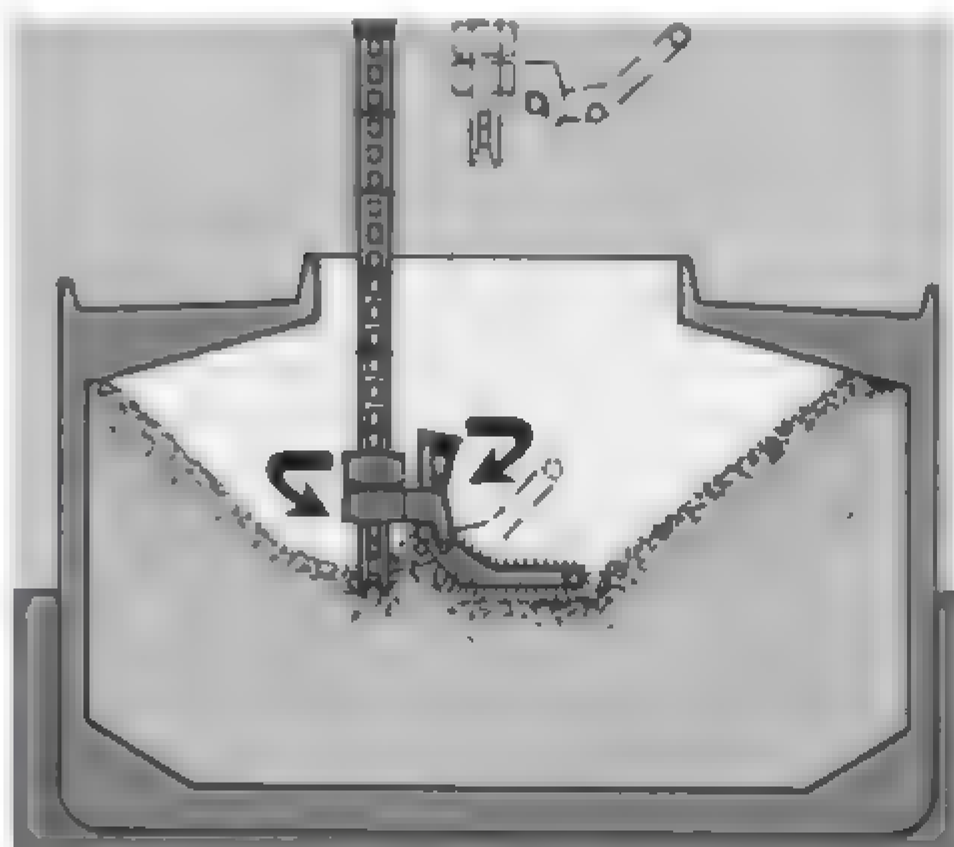


图28-8　RZH铲运机型喂料器

3）清理旋杆

卸船机在清理船舱剩余物料的过程中，卸船机不再以最大的处理能力运行。为了达到较短卸料时间，高效清理非常重要。布勒清理旋杆可将散装物料喂入卸料吊斗，并清空船舱，从而缩短清舱时间并简化清理操作。

9. 集尘系统

集尘系统采用脉冲喷吹袋式除尘器（使用配备高压或低压反向喷射清洁系统的除尘控制设备），其过滤器应是织物型的过滤装置，配有过滤袋，安装在一个防静电、粉尘密封并防天气变化的钢制箱内。过滤袋形式为侧面收回或顶部移动型。每一个单独过滤器都要配置适当尺寸和数量的泄爆孔。

司机室、电气室、机械室内粉尘浓度不得超过5mg/m³。室外作业场所空气含尘浓度不得超过环保标准规定的数值。

10. 自动控制系统

通过卸船机上可编程序逻辑控制器（programmable logic controller，PLC）及控制元件等组成半自动控制装置ACS。平时作业能自动进行，操作人员可长时间委托ACS作业，从而能够专心于安全操作的监视。

ACS半自动控制装置主要实现以下操作自动化：

（1）取料头插入深度：自动控制卸船取料头插进粮食等物料的深度，自动下沉，自动跟踪。可以使取料刮板机在物料中找到最佳卸

料位置，从而以稳定的卸料速度实现最大产能。

(2) 效能监视：卸粮机的效能降低时，发出警报，显示在监视屏上。

(3) 控制卸船取料头的作业：如输送线超过负荷容许值时，报警并自动脱离被卸载物料。

另外，通过软件编程可实现最佳卸料。应用此程序通过确定可能的卸料顺序，同时考虑船舶的倾斜和现有卸料设备来改进卸料，使卸船机的移动距离得到了优化，使其卸船能力得到了充分利用。

28.3 主要参数与选型

28.3.1 主要参数

埋刮板式卸船机的参数选取应重点考虑整机主体结构参数、埋刮板输送机、卸船机生产率与下游设备匹配等。

埋刮板式卸船机主要参数包括输送量、提升臂架长度、水平臂架长度、臂架高度、提升臂前后摆动角度、水平臂架俯仰角度、卸船机行走距离、旋转角度、工作级别、轮压等。合理选择卸船机参数可以使卸船机对船型的适应性更好，而且能够降低设备投资。

埋刮板式卸船机水平臂架长度的确定依据主要是码头的设计船型和兼顾的最大船型的外侧舱口围板和最小船型的内侧舱口围板距卸船机中心线或前轨的距离，留有1～1.5m的余量。考虑到垂直臂具有内外摆动的功能，臂架长度可适当减小。

卸船机臂架工作的最低点应以船舶满载、设计低水位考虑，工作最高点以船舶处于即将卸完、设计高水位时考虑，在此范围内臂架能正常作业来确定臂架高度。

埋刮板卸船机臂架非工作的俯仰角度可以将臂架全部收回至码头岸线以内为原则。

卸船机和它的所有组成设备都应根据最新版的FEM.001规定的工作级别和使用寿命，并要保证可靠的高生产率正常连续使用最少20年进行设计。卸船机整机利用等级取为U_8，载荷状态取为Q4，工作级别为A8。

埋刮板卸船机各机构工作级别为：提升臂摆动机构为M8，臂架俯仰机构为M8，回转机构为M6，运行机构为M6。卸船机金属结构使用等级按B8，应力状态按R4，构件组别为E8。

28.3.2 选用中的注意事项

埋刮板卸船机提升机适用于多种散货船型，尤其是巨型散粮船的连续卸船作业。目前在国内外各大港口得到较广泛的应用。

埋刮板卸船机机型也有它不利的一面，在选用中的注意事项如下：

(1) 该机型目前主要为引进布勒公司(Bühler)技术合作制造，相对来说整机造价较高。

(2) 该机型从垂直提升、悬臂输送到门架输送机，全部使用埋刮板机，粮食破碎较大。

(3) 该机型负载运行振动小，设备平稳，但空转运行噪声大。

(4) 该机型的能耗为0.3～0.6(kW·h)/t，与夹带式和波纹挡边带式卸船机相比能耗较高。

(5) 该机型垂直埋刮板输送机箱体更换较为困难。

(6) 设备整机重量较大，对码头承重要求高，基本投资较大。

28.3.3 典型产品技术性能参数

1. Portalink 埋刮板卸船机技术性能参数

Portalink RSH 卸船机属于较重型机械卸船机，主要机型均适合用于载重吨位10000～120000DWT船舶的卸料，其性能详见表28-1。

2. Portalino RSO 埋刮板卸船机技术性能参数

Portalino RSO 卸船机属于轻型卸船机，能源可选用柴油发电机组或电力供电，行走方式也有轨道和轮胎两种形式可选，其性能见表28-2。

表 28-1 Portalink RSH 卸船机性能表

规格型号	Portalink 400	Portalink 600	Portalink 800	Portalink 1000	Portalink 1100	Portalink 1300
产量/(t/h)	400	600	800	1000	1100	1300
适应船型/DWT	3000～60000	10000～1200000	10000～1200000	10000～1200000	10000～1200000	10000～1200000
臂架长度/m	25	25/27/32	27/32	27/32	27/32	27/32
行程轨道	轨道(R) 轮胎(T)	轨道(R) 轮胎(T)	轨道(R)	轨道(R)	轨道(R)	轨道(R)
能源供电方式	通过电缆 柴油机组	通过电缆 柴油机组	电能 通过电缆	电能 通过电缆	电能 通过电缆	电能 通过电缆
自重/t	180	200	330	480	—	—

备注：产量为相对于小麦(0.75t/m³)的额定产量，最大产能可能比额定产量高10%。

表 28-2 Portalino RSO 卸船机性能表

规格型号	Portalino 300/25R	Portalino 300/30RK	Portalino 300/25T	Portalino 300/30TK
产量/(t/h)	330	330	330	330
适应船型/DWT	25000	40000	25000	40000
臂架长度/m	20	20	20	20
行程轨道	轨道(R)	轨道(R)	轮胎(T)	轮胎(T)
能源供电方式	通过电缆 柴油机组	通过电缆 柴油机组	通过电缆 柴油机组	通过电缆 柴油机组
自重/t	110	142	116	142

28.4 技术标准与规范

埋刮板式卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考标准规范见表 28-3。

表 28-3 技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	GB/T 10596—2011	《埋刮板输送机》
3	JB/T 6132—1992	《埋刮板输送机 安全规范》
4	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
5	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范》
6	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程 第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
7	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程 第6部分：连续装卸机械》
8	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第29章

双带式卸船机

29.1 结构形式与性能特点

29.1.1 双带式卸船机结构形式

双带式卸船机也称夹带式卸船机或压带式卸船机，是一种利用双带输送系统实现物料的垂直提升和水平输送，将取料装置挖取的物料提升出船舱的一种连续式卸船机械。

双带输送系统由承载带和覆盖带夹持物料输送，在整个提升和水平输送过程中，物料只与两输送带接触。双带输送系统不能直接挖取船舱内物料，必须有取料装置向其供料。双带式卸船机以双带输送系统为主体，配套相应的机构、结构和电控系统构成整机。

双带式卸船机一般由双带输送系统、取料装置、垂直臂及水平臂结构、转台结构及回转机构、门架结构及运行机构、除尘系统、压缩空气系统、液压系统、供电及控制系统等组成。双带式卸船机典型结构见图29-1。



图 29-1 双带式卸船机典型结构

1—取料装置；2—垂直臂；3—水平臂；
4—双带输送系统；5—水平臂俯仰液压缸；
6—垂直臂摆动液压缸；7—机内输送机；
8—门架结构及运行机构

29.1.2 双带式卸船机的特点

双带式卸船机一般用于散粮、饲料等流动性较好的均匀颗粒状轻散粒物料的卸船作业，该机具有以下特点：

(1) 质量小。双带式卸船机以双带输送系统为设备核心，整机结构轻巧，其自重及对码头的负荷均较小。

(2) 卸船效率高。双带式卸船机卸载散粮、饲料及颗粒状物料时单机效率可达1200～1500t/h。

(3) 能耗低。双带式卸船机卸载散粮的能耗为0.20～0.35(kW·h)/t。

(4) 物料破损小。物料在输送时被双带夹持输送，两者之间没有相对运动和摩擦，对物料的保护性好，基本不存在破损。

(5) 粉尘污染小。除取料部位外，物料始

终在密闭的环境中被输送，物料输送过程基本无扬尘。

(6) 噪声小，无复杂的机械传动部件，操纵维护简单。

(7) 适应物料种类少。只能作业流动性较好的均匀颗粒状轻散粒物料，不适用于有黏性、流动性差的重型散货物料。

(8) 对异物较敏感。如果双带输送系统物料中混入有锐利边角的异物，极易造成对双带输送系统的损坏。

(9) 输送双带需要特别制造。

29.2 主要部件

29.2.1 双带输送系统

双带式卸船机一般采用并环式双带输送系统，其承载带和覆盖带仅在有载分支贴紧在一起，以构成夹持和输送物料的双带，而无载分支则按各自的回程形成闭环回路，如图 29-2 所示。

双带式卸船机垂直臂内设置气室滑槽，为双带输送系统提供导向支承。卸船机工作时气室滑槽的气室内充满低压空气，它是双带输送系统能够正常工作的必要条件。气室滑槽如图 29-3 所示。

并环式双带输送系统中实现物料垂直提升的关键是承载带和覆盖带两边缘必须互相压紧，不能使被输送的物料从两带之间外泄。为此，沿气室滑槽长度方向气室两侧沿双带边缘布置带边纵向密封装置。带边纵向密封装置为弹性结构，当气室无充气时，弹簧压力使密封件压住胶带边缘；当气室充满低压空气时，密封件靠气压作用压在胶带边缘上，使承载带和覆盖带紧密贴合在一起。密封件与胶带间有少量空气溢出，形成气垫。

双带输送系统的胶带与双带式卸船机的结构特点相适应。

覆盖带的带边和带腹所起的作用不同，结构上也有差异。带边约占带宽的 1/5，在输送

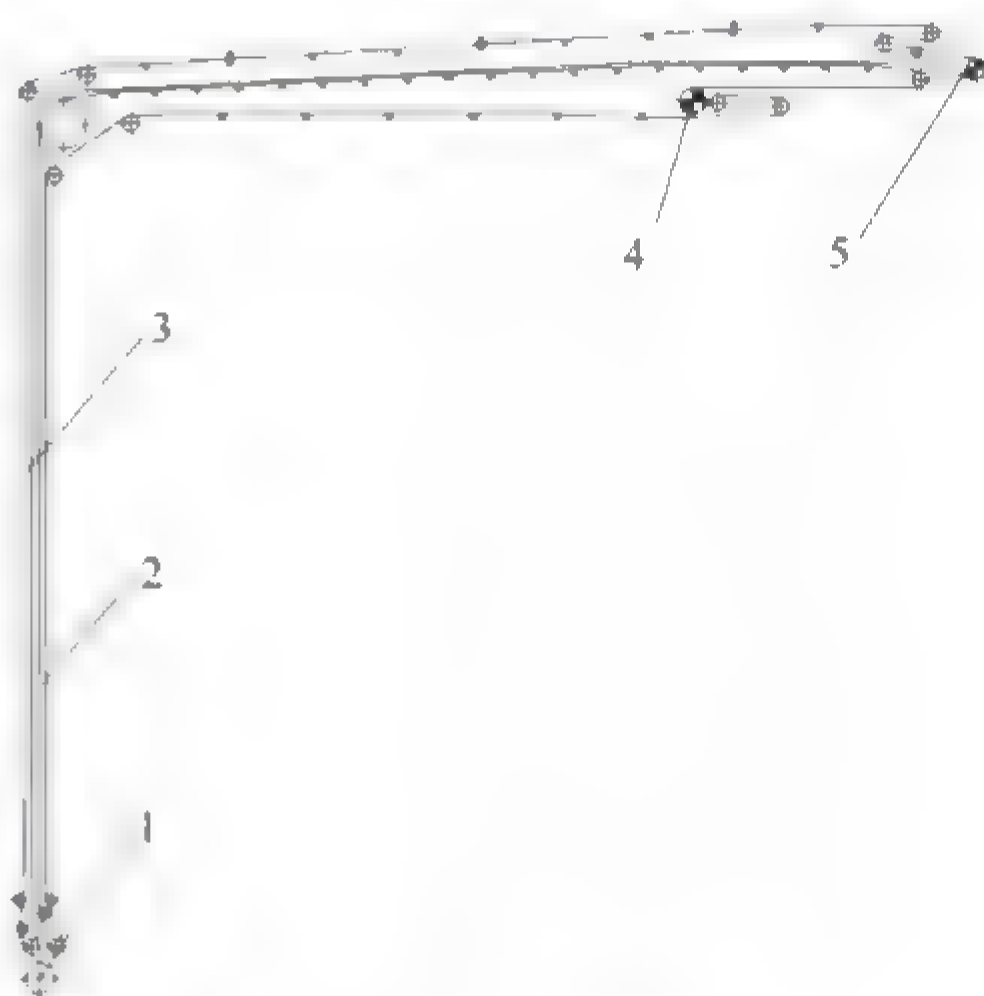


图 29-2 并环式双带输送系统

1—取料装置；2—承载带；3—覆盖带；4—承载带驱动；5—覆盖带驱动

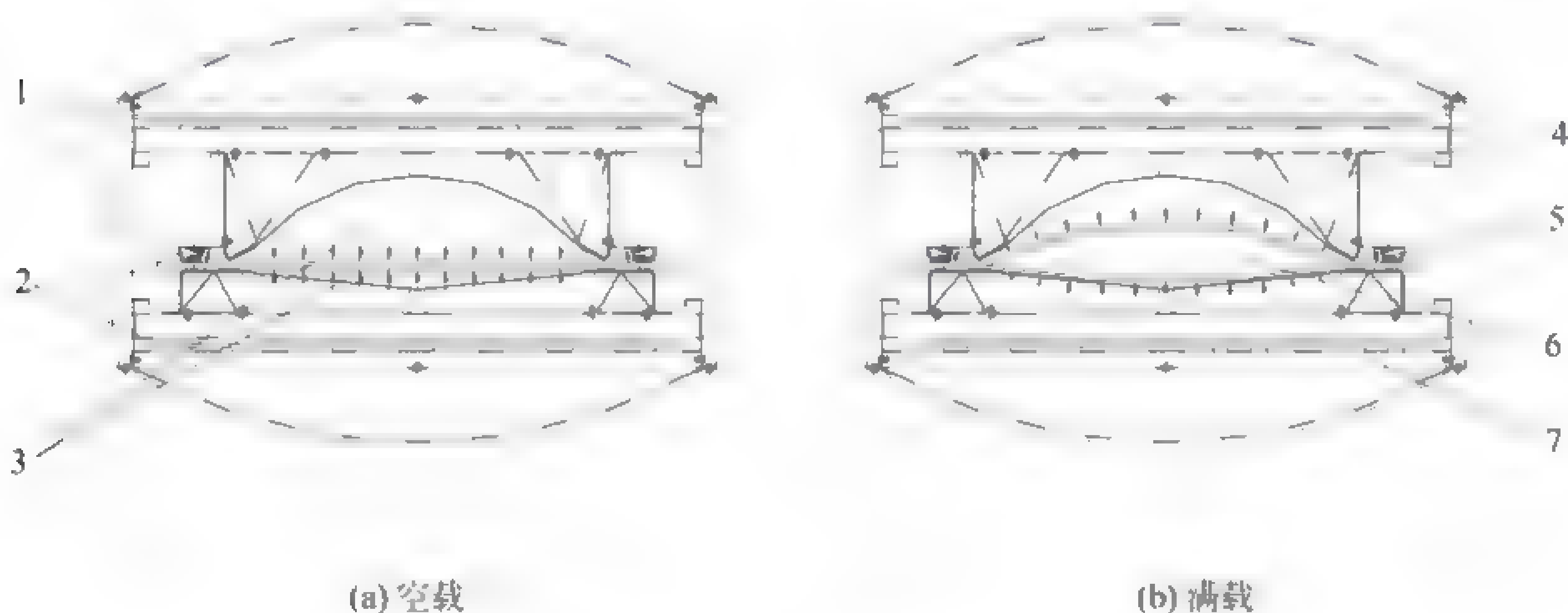


图 29-3 气室滑槽

1—覆盖带；2—承载带；3—气室；4—气室滑槽；5—带边纵向密封装置；6—物料；7—气室滑槽结构

物料的过程中，带边沿纵向传递牵引力且不要求变形，因而要求有较高的强度和刚度。双带夹持物料时，带边还要有较好的密封性。带腹基本上不承受纵向拉伸牵引作用，但在横向上要求比较柔软且有较好的弹性，能按物料层的外轮廓贴紧物料，使物料在两带之间被夹持住而不致滑动。为此，带腹一般只衬有聚酯纤维等一类的编织物1～2层，而带边则要嵌入多层。覆盖带的上下面胶应耐油并能防静电，一般为氯丁橡胶层。覆盖带结构示意图如图29-4所示。

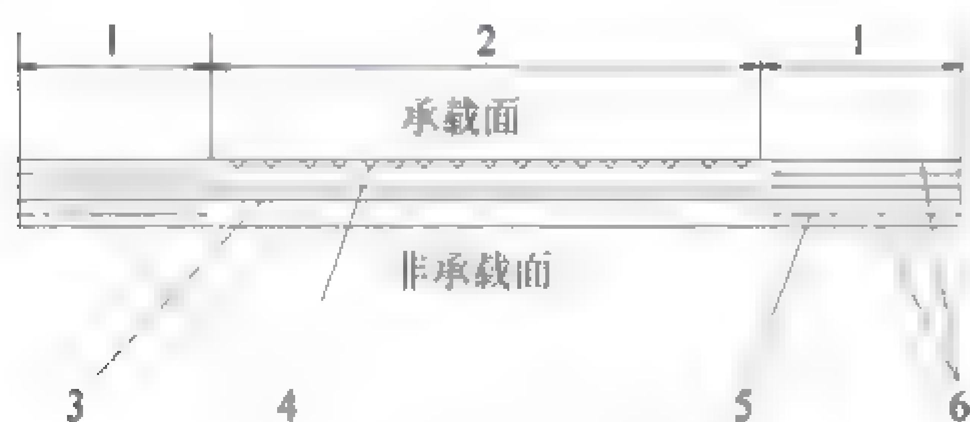


图29-4 覆盖带结构示意图

1—带边；2—带腹；3—弹性纤维层；4—带腹花纹；5—强力纤维层；6—盖胶层

承载带承受的载荷较大，要求有较高的强度并有一定的柔性。承载带可选用普通输送机胶带，也可选用与覆盖带一样的胶带，或者使用特制承载带。

胶带与物料接触的一面一般带有某种凹凸的花纹，以增加物料与胶带之间的摩擦力，防止物料与胶带之间产生相对滑动。这种胶带表面花纹要求制造简单，不影响胶带强度和使用寿命，不影响双带输送系统正常运行，带面清扫方便不积尘。

29.2.2 取料装置

取料装置安装在双带式卸船机垂直臂的下端，也是双带输送系统的下端。

取料装置的作用是在船舱内挖取物料，并将其顺利供入双带输送系统。取料装置既要保证连续均匀地挖料和向双带输送系统供料，其供料速度的大小和方向应与双带输送系统相匹配，又要能防止大块物料和异物进入双带输送系统。

挖取流动性较好的物料一般采用双螺旋和叶轮（也称翼轮）取料装置，如图29-5所示。叶轮安装在水平转轴中部，两侧分别布置左右螺旋。当取料装置进入料堆旋转取料时，左右螺旋将物料输送到中部叶轮处，通过叶轮将物料上抛，进入双带输送系统。

挖取流动性较差的物料时可以采用垂直螺旋取料装置，如图29-6所示。垂直螺旋取料装置可以搅动物料、取料并向双带输送系统供料。

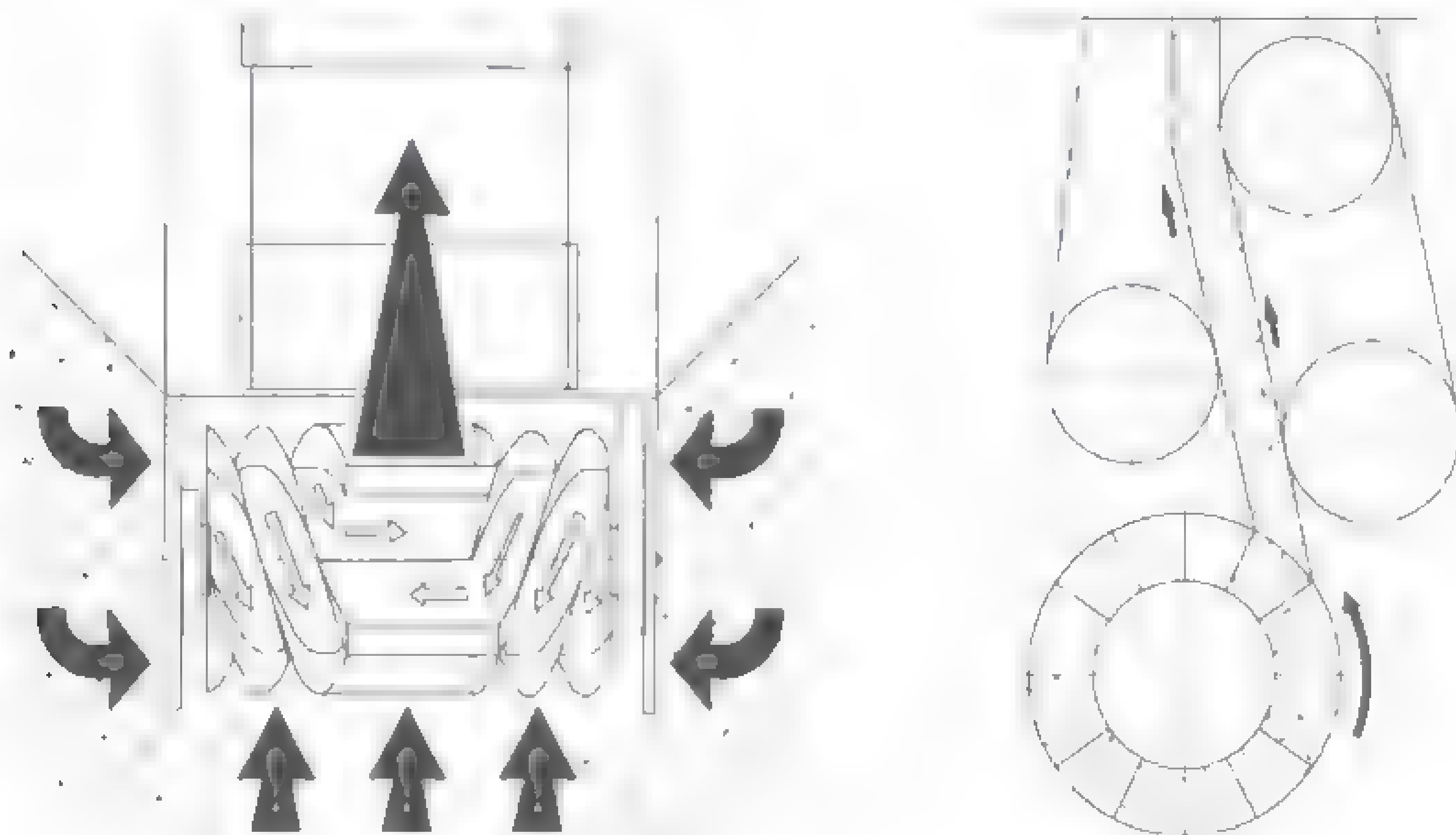


图29-5 双螺旋和叶轮取料装置

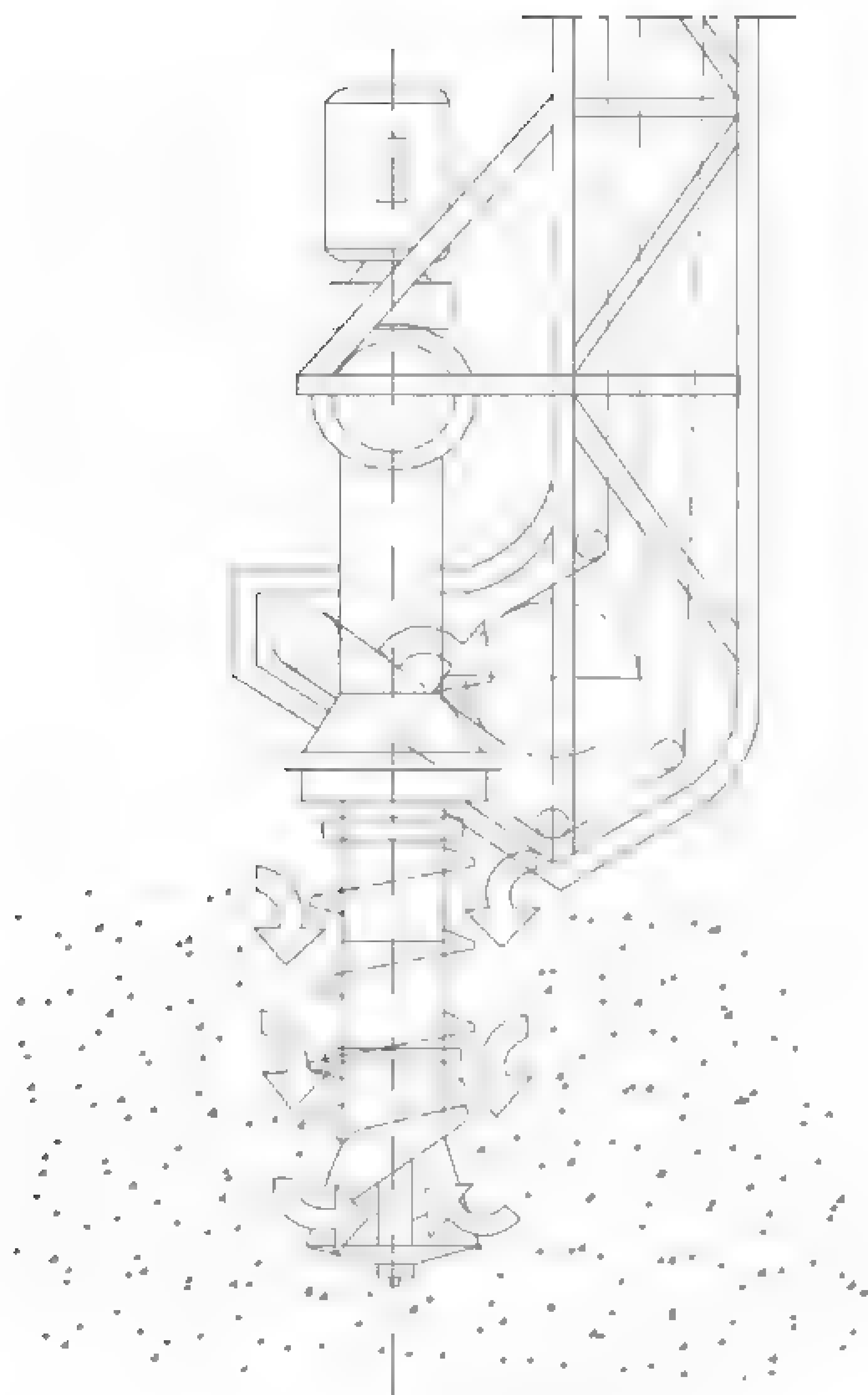


图 29-6　垂直螺旋取料装置

29.3　典型产品性能参数

典型双带式卸船机产品性能参数见表 29-1。

表 29-1　双带式卸船机产品性能参数

型　　号		SIMPORTER800	SIMPORTER1000	SIMPORTER1200
额定生产率/(t/h)		800	1000	1200
适应船型/DWT		50000	100000	120000
双带输送系统	带宽/mm	1300	1300	1500
	带速/(m/s)	4.65	4.5(可调)	4.5(可调)
	承载带驱动功率/kW	200	2×90	2×110
	覆盖带驱动功率/kW	22	18.5	18.5
取料装置形式		双带系统进料口滚筒带动	内置液压马达分段驱动,2×55kW	内置液压马达分段驱动,2×55kW
垂直臂	摆动角度/(°)	−30～+35	−35～+35	−35～+35
	摆动速度(臂端)/(m/s)		0.2	0.2
	长度/m	24	24	29

续表

型　号		SIMPORTER800	SIMPORTER1000	SIMPORTER1200
水平臂	变幅角度(工作)/(°)	−30～+36	−30～+36	−30～+36
	极限角度(非工作)/(°)	−30～+55	−30～+55	−30～+55
	速度(臂端)/(m/min)	—	8	8
	长度/m	25	35	39
回转机构	范围/(°)	±105	±110	±110
	速度/(r/min)	0.16	0.16	0.16
大车运行速度/(m/min)		12	0～30	0～30
机内输送机	机型	气垫带式输送机	埋刮板输送机	带式输送机或埋刮板输送机
	驱动功率/kW	22	75	90
轮压	工作/t	30	30	30
	非工作/t	35	35	35
总装机容量/kW		—	400	520
整机重量/t		380	380	450
卸船机锚定状态尺寸/(m×m×m)		—	40.5×29.1×28.4	43×32×30
制造商		(比利时)VIGAN		

29.4　技术标准与规范

双带式卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收可遵循或参考港口连续装卸设备、港口起重机和带式输送机相应的标准规范，见表29-2。

表29-2　双带式卸船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
3	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
4	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
5	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械》
6	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第30章

螺旋卸船机

30.1 概述

30.1.1 特点及应用范围

螺旋卸船机是以无挠性牵引构件的水平螺旋输送机、垂直螺旋输送机以及特制的取料装置为主要工作机构的卸船机械，它是一种高效连续型散货卸船机。

螺旋卸船机具有以下特点：

(1) 卸船效率高

螺旋卸船机的额定生产率可高达2700t/h，该机效率高的另一个重要标志是平均工作能力较大。由于卸船机配置了反向旋转式取料装置，使物料较为紧密地在输送管内匀速流动，垂直螺旋输送机的充填率可高达70%～90%。螺旋卸船机通过门架的行走、机身的回转、水平臂的俯仰、垂直臂的摆动，使得取料装置可到达舱内任一位置，而取料装置又具有自动松料和掘进的功能，因此无论物料的流动性如何，在距舱底只剩30～50cm厚的物料层之前，卸船机都能不间断地接近满载工作，其平均生产率可达到额定生产率的70%以上。

(2) 对货物与船型的适应性强

螺旋卸船机可以接卸各种粉末状、颗粒状及块状物料，在卸某些经海上运输后被压实甚至形成硬壳的物料（如化肥、水泥、钾盐等）时，由于取料装置外部所装的反转取料螺旋或松料刀具有松散物料的功能，能很好地满足卸船要求。螺旋卸船机的垂直部分断面尺寸小，且行走、回转、俯冲、摆动等辅助机构保证了该机的动作灵活，可适合于各种类型的驳船与海船。

(3) 环境污染小

螺旋卸船机的物料输送系统为全封闭式，在卸船作业过程中没有料尘飞扬，没有物料或物料气味的泄漏。对于诸如水泥、粉煤，白垩粉、钾盐、磷酸铵等易污染空气的物料的卸船，采用螺旋卸船机尤为有利。螺旋卸船机的噪声也较小，声级通常可控制在60dB(A)以下。

(4) 结构简单、质量小

螺旋卸船机的物料输送系统均由无挠性牵引构件的螺旋输送机组成，输送机没有返回分支，结构比较简单，垂直臂与水平臂的断面尺寸较小。在生产率与对象船相同的条件下，螺旋卸船机的质量比抓斗卸船机要小得多，它也是各种机械式连续卸船机中质量最小的一种。因此，螺旋卸船机的造价相对较低，对码头承载能力的要求也较低。

(5) 工作构件的磨损较为严重

螺旋卸船机的主要易磨损部件是输送螺旋与垂直螺旋输送机的中间支承轴承。由于螺旋与物料的相对滑动、中间轴承中支承螺旋边缘与轴瓦之间的相对滑动是难以避免的，因而提高工作构件寿命的方法主要是采用耐磨性能好的材料，这将增大螺旋卸船机的成本。

(6) 能耗较大

输送螺旋在工作时由于物料与螺旋面之间的摩擦、物料与料槽或输送管壁的摩擦以及物料之间的摩擦与搅拌,物料的单位长度运移阻力较大,使得螺旋卸船机的单位能耗比其他机械式连续卸船机高,与抓斗卸船机相当,但比气力卸船机则低很多。图 30-1 所示为螺旋卸船机在卸各种不同物料时的单位能耗。卸水泥、谷物、煤等重度较小、流动性较好、磨琢性较小的物料时单位能耗较低,而卸磷酸盐、铁矿粉等重度较大及磨琢性较大的物料时单位能耗将显著增加。随着船型的增大,螺旋输送系统的垂直提升高度与水平输送距离的增大,螺旋卸船机的单位能耗也将显著增大。

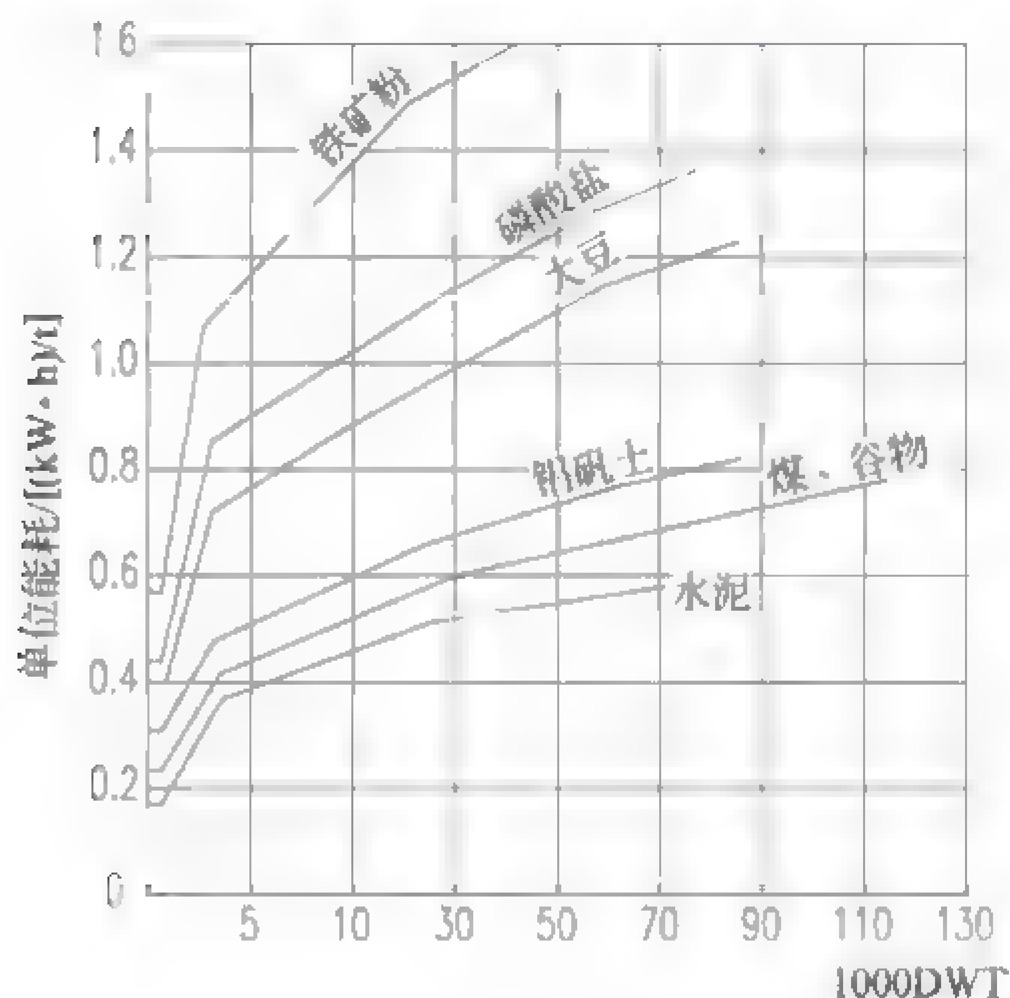


图 30-1 螺旋卸船机的单位能耗

螺旋卸船机日益广泛地应用于港口散货专用码头的卸船作业,也用于其他码头形式与卸船工艺系统中。根据对象船的吨位与所卸物料的种类不同,垂直输送螺旋直径范围为 260～1000mm,卸船机生产率的范围为 100～2700t/h。螺旋卸船机适用于从 1000t 级驳船至 120000t 级远洋船的各种船型,可用于接卸水泥、谷物、煤、各类化肥及化学原料、饲料、铝矾土、磷矿粉、糖等各种散粒物料。中小型螺旋卸船机一般要求物料粒度不超过 50mm,大型螺旋卸船机的物料最大允许粒度可达 300mm。

30.1.2 构造与主要类型

螺旋卸船机的典型结构如图 30-2 所示,主要由金属结构、输送系统、辅助工作机构、操作控制系统等部分组成。金属结构包括门架及支承圆筒、圆筒上转台、水平支承臂、垂直支承臂等。门架采用箱形结构,门架支腿常采用一刚一柔支腿,以避免由于门架变形所产生的车轮啃轨现象。回转支承装置采用滚动轴承式回转支承,水平臂与垂直臂可采用管形结构或箱形结构。对水平输送距离较长的水平臂应加副桁架以增强其刚性。水平臂的尾端装有活配重以平衡垂直臂及垂直螺旋输送机的自重力。螺旋卸船机的输送系统由垂直臂螺旋输送机、相对旋转式取料装置、水平臂螺旋输送机以及门架螺旋输送机组成。码头后方一般采用带式输送机系统。卸船机的辅助工作机构包括卸船机的行走机构,回转部分的回转机构,水平臂与其上水平臂螺旋输送机的俯仰液压缸,垂直臂与其上的垂直臂螺旋输送机以及取料装置的摆动液压缸。



图 30-2 螺旋卸船机的典型结构

当螺旋卸船机工作时,取料机头插入舱内料堆之中,反向旋转式取料装置一方面将物料供入垂直臂螺旋输送机中,另一方面又阻止物料因进入输送管后沿周向迅速加速所产生的离心力作用而被甩出。进入垂直臂螺旋输送机的物料经提升后通过卸料口被转载到水平臂螺旋输送机中,而后输送至回转中心处的转

载漏斗内，再经过门架螺旋输送机而转运到与码头平行的前沿带式输送机上。螺旋卸船机利用取料装置自动松料和掘进，通过门架的行走、机身的回转以及俯仰液压缸与摆动液压缸的协调动作，使机头可到达舱内各个位置，保证物料以较高的充填率在卸船机输送系统内不间断地连续流动。物料在码头上的输送方式可根据装卸工艺的具体要求而定，可经带式输送机系统将物料送至堆场或筒仓暂存；可经装载漏斗直接装车；也可通过带式输送机将物料运送至装船机装驳船。

螺旋卸船机按整机可否移动及安装位置可分为自行式、固定式与浮式三种类型，它们适用于不同的码头装卸工艺系统。

自行式螺旋卸船机的特点是具有行走机构，可沿敷设在码头前沿的轨道行走，其利用行走、回转、俯仰、摆动各动作的配合对海船货舱进行卸船作业。卸出的物料除卸至与码头岸线平行的带式输送机上外，也可转载到能绕门架端部铰点俯仰的带式输送机上，直接将物料送至堆场。

自行式螺旋卸船机适用于具有直立式岸壁码头的沿海和内河港口，对象船为各种散货货船。在水泥、化肥、谷物及煤炭等大宗散货的专用码头的装卸工艺系统中，自行式螺旋卸船机已有许多成功的使用经验，并日益证明它是一种高效的卸船设备。自行式螺旋卸船机在电厂码头的卸煤作业中也得到应用。

固定式螺旋卸船机直接安装在墩柱码头上。卸船机利用回转、俯仰、摆动各机构的配合动作进行卸船作业。固定式螺旋卸船机适用于内河港口敞口驳船的卸料，其作业范围应满足船宽方向的要求，船长方向卸载位置的到达可采用移船装置来实现。

浮式螺旋卸船机安装在趸船上，按其可否移动也有固定式与移动式两种类型。浮式可移动螺旋卸船机安装在浮式平底趸船码头或浮式转运码头上，可沿铺设在浮码头上的纵向轨道移动，对远洋货船进行卸载或转运作业。

30.2　工作机构

30.2.1　取料装置

在螺旋卸船机中，使用最为成功、最为广泛的是反向旋转式取料装置，见图30-3。



图30-3　反向螺旋式取料装置

该装置由取料管、下部取料头、支承装置、驱动及传动装置等部分组成。取料管及取料头通过轴承支承在与垂直支承臂固接的支承管上，驱动装置通过齿轮传动驱动取料管及取料头以与垂直输送螺旋相反的旋转方向旋转。

下部取料头是取料装置的主要工作部件，其上装有2～3片取料翼板，各翼板之间有一定的间隔作为进料空间。取料翼板垂直方向的尺寸沿下方向外倾斜，周向翼板的尺寸沿取料管旋转的反方向逐渐减小。取料头通过法兰与取料管连接，以便安装与更换。取料头的底部可装设径向轴承作为垂直输送螺旋的底部支承。

位于取料装置中部的取料管上焊有螺旋叶片，其目的是使舱内物料松散并将物料压入下部进料口。由于取料管与垂直输送螺旋反向旋转，管上外螺旋的旋向应与垂直输送螺旋的旋向相同。对于一些易结块、难以塌方的物料，可采用其他形状的松料刀代替外螺旋。

支承装置由取料装置上部的2个径向推力轴承构成(见图30-4)，以承受取料管及取料翼板的垂直载荷、由侧向移动取料引起的水平载荷以及垂直传送螺旋底部支承作用于取料装置的水平载荷。上轴承的内圈固定在与取料管相连的支承环上，外圈固定在与垂直支承臂相连的主承管上；下轴承的内圈固定在支承管上，外圈固定在取料管上。取料装置常采用液压马达驱动，以适应取料装置的调速要求，并减小取料装置质量。立式液压马达直接安装在与垂直支承相连的支座上可使取料装置结构较为紧凑，也可将驱动装置安装在垂直支承臂的上部通过中间浮动轴驱动。取料装置的传动部分采用一级圆柱齿轮减速，通过驱动小齿轮与安装在取料管上部支承环上的齿圈的啮合传递转矩。齿轮传动应采用闭式传动，齿轮减速箱应具有良好的润滑与密封性能。

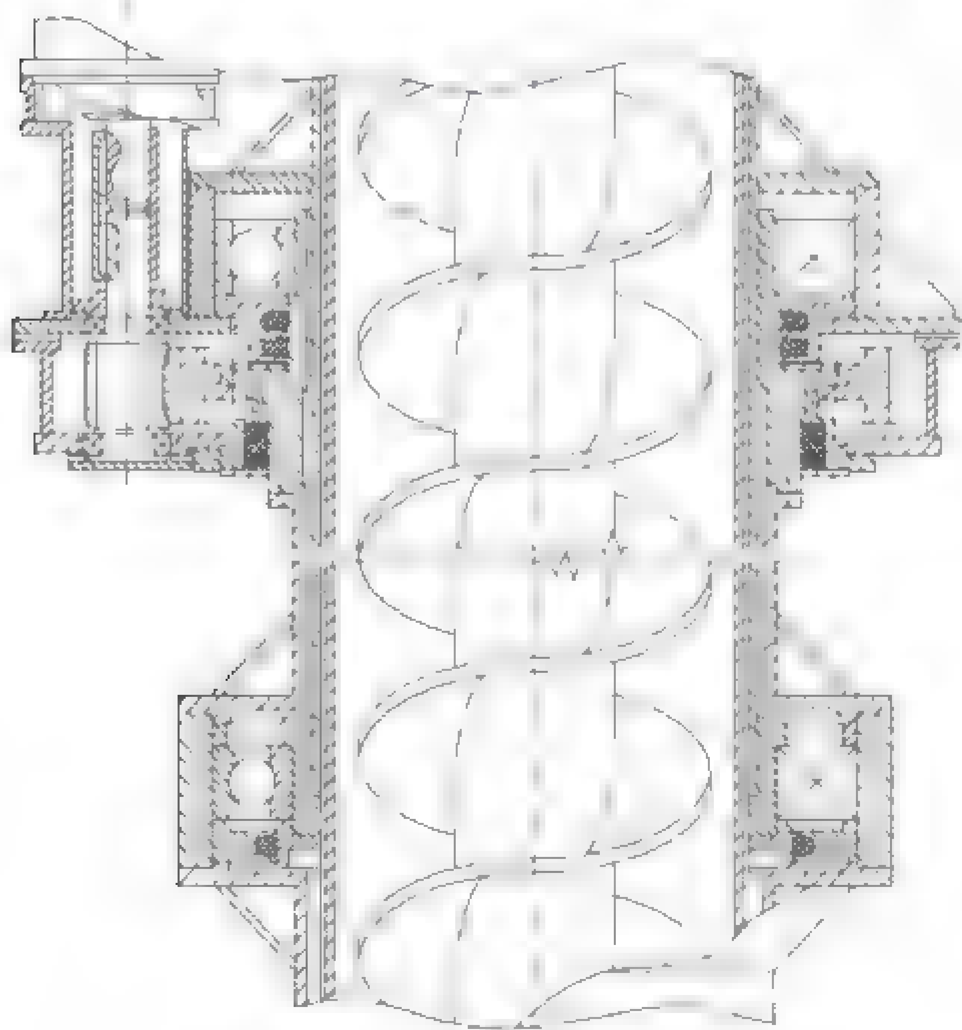


图30-4 反向螺旋式取料装置的支承轴承与传动齿轮

反向旋转式取料装置具有三重功能：

(1) 进料功能。为使物料顺利进入进料口，进料口外取料翼板的径向尺寸是沿取料管旋转方向逐渐减小的，从而使物料具有径向运动分量进入输送管内。

(2) 防溅功能。进入输送管的物料在离心力的作用下会向进料口外飞溅，而取料翼板的反向旋转以及翼板的倾斜保证了进料口处的物料具有足够的压力来平衡离心力，防止已进入的物料溅出。

(3) 松料与掘进功能。带有外螺旋的取料管以及下部取料翼板的转动使卸船机的机头在进入料堆时容易钻入，机头在横向移动时能挖掘与松散四周的物料，保证在卸船过程中取料装置进料口始终有充足的物料。

30.2.2 垂直臂螺旋输送机

由于垂直臂在卸船过程中可在一定范围内摆动以适应工作范围的要求，垂直臂螺旋输送机常在偏离铅垂线±30°范围内工作。垂直臂螺旋输送机由螺旋轴、输送管、支承装置、驱动装置等部分组成。垂直臂螺旋输送机在中间轴承座处以及下部取料装置的支承管处与垂直支承臂相连。垂直臂螺旋输送机的卸料口中心同垂直臂与水平臂的铰轴共轴线。

垂直臂螺旋输送机的螺旋轴由钢板冲压成形的螺旋叶片与无缝钢管轴焊接而成，通常采用标准形式的双头右旋实体式螺旋。螺旋轴按3～5m长的节段制造，各节螺旋轴之间由中间轴承的轴颈用螺栓相互连接起来，螺旋轴与中间轴承轴颈的端面处可加键块以传递转矩(见图30-5)。连为整体的螺旋轴的直线度不超过ϕ5mm，还应具有良好的静平衡与动平衡性能。螺旋与输送管内壁之间的名义间隙可取10～20mm。

螺旋轴由顶部轴承、底部轴承以及若干中间轴承支承。顶部轴承采用径向推力轴承，承受整个螺旋轴的轴向载荷，底部轴承采用径向轴承，支承在取料装置底部(见图30-6)，保证垂直输送螺旋与取料臂以及取料翼板同轴旋转。中间轴承(见图30-7)由嵌套在轴颈上的

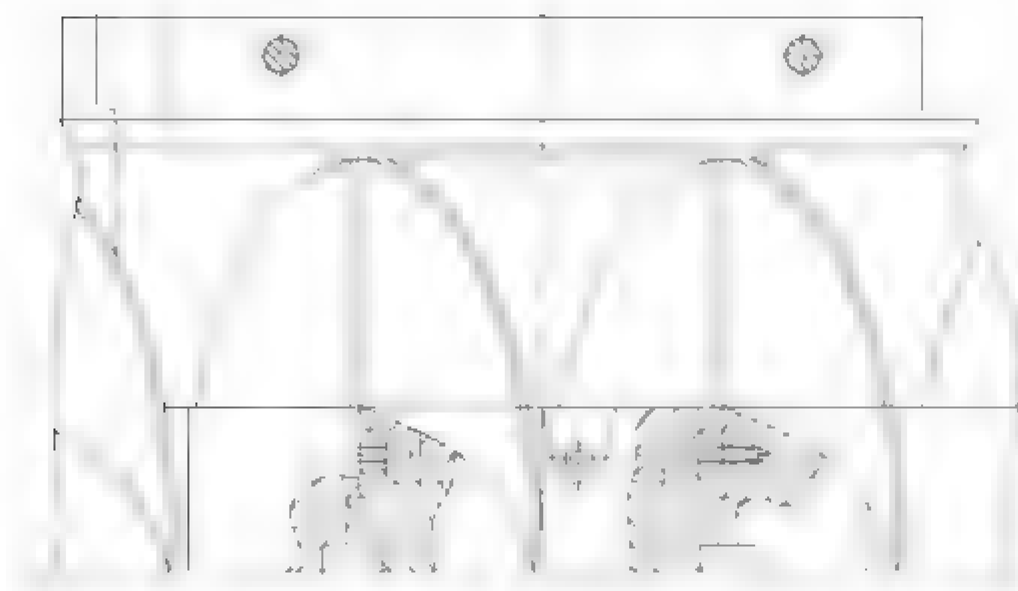


图 30-5　螺旋轴的连接

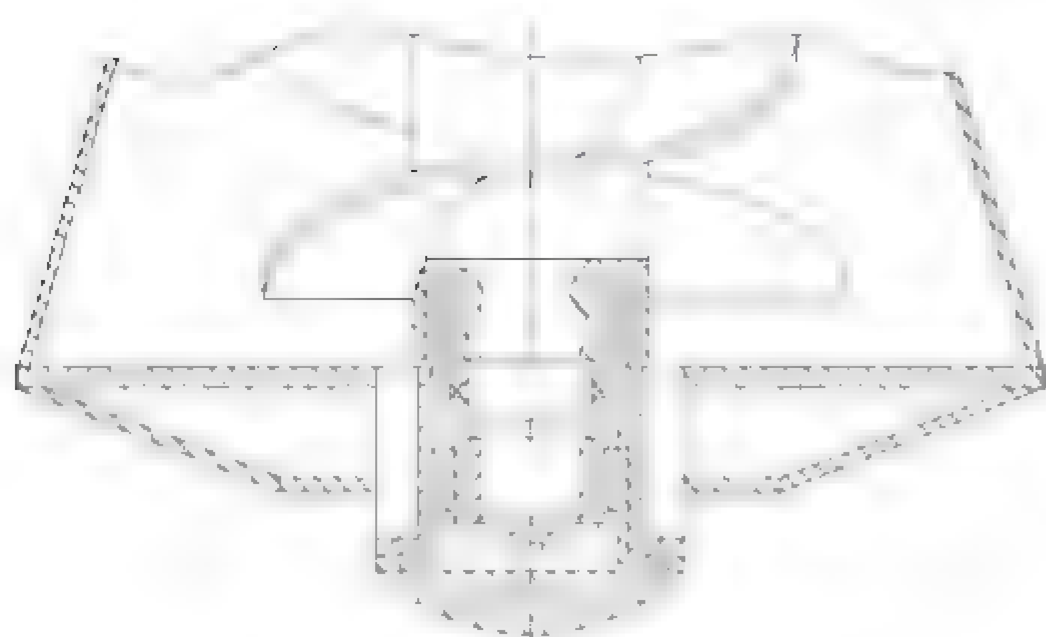


图 30-6　螺旋轴的底部支承

两个半支承螺旋与轴承座及其上的支承瓦块组成。两个半支承螺旋经螺钉连接后其内孔与轴颈呈过盈配合。支承螺旋的升角与输送螺旋相同，其轴向长度为螺距之半，但厚度较厚，一般大于 20mm。沿支承螺旋边缘嵌有一排硬质合金小圆柱体。中间轴承座是由两个半管状体用螺栓连接而成，其两端法兰可与上、下输送管相连。轴承座上开有缺口可装设四片支承瓦块，瓦块内缘镶有由耐磨材料制成的轴瓦，可用垫片调整瓦块的径向位置，保证轴瓦与支承螺旋上的圆柱体相接触从而对螺旋轴起支承作用。

驱动装置安装于输送机的顶部，由立式电动机及圆柱齿轮减速器组成。对于输送量大、提升高度大的输送机常采用双电机驱动。驱动装置应有可靠的过载保护性能，以防物料中夹杂的铁器等杂物在输送机内卡住而损坏螺旋。有的螺旋卸船机由电动机通过液力耦合器直接驱动，对螺旋轴起安全保护作用。圆柱齿轮减速器的传动比一般较低，而齿轮转速较高，因而要求减速器具有循环润滑系统。

30.2.3　水平臂螺旋输送机与门架螺旋输送机

由于水平臂可在一定范围内俯仰，水平臂螺旋输送机一般在±20°范围内倾斜输送。

水平臂螺旋输送机的主要部件有螺旋轴、料槽、中间轴承、驱动装置以及装料口与卸料口等。螺旋常采用标准形式的单头实体式螺旋，螺旋轴按 3～5m 长的节段制造，各节螺旋轴与中间轴承中的短轴用螺栓连接起来。料槽多采用管形结构。中间轴承采用镶有硬质合金的轴瓦构成的滑动轴承，其支座是悬置的。水平臂螺旋输送机的装料口、卸料口的中心分别与垂直臂绕水平臂摆动的铰点、水平臂后铰点同轴线。由于垂直臂螺旋输送机的卸料口与水平臂螺旋输送机的装料口之间，以及水平臂螺旋输送机的卸料口与处于回转中心处的卸料槽的端口有相对转动，在转载处设有密封装置防止物料的泄漏。门架螺旋输送机与水平臂螺旋输送机结构基本相同。由于其装料口正对回转中心，门架螺旋输送机一般贯穿支承圆筒。

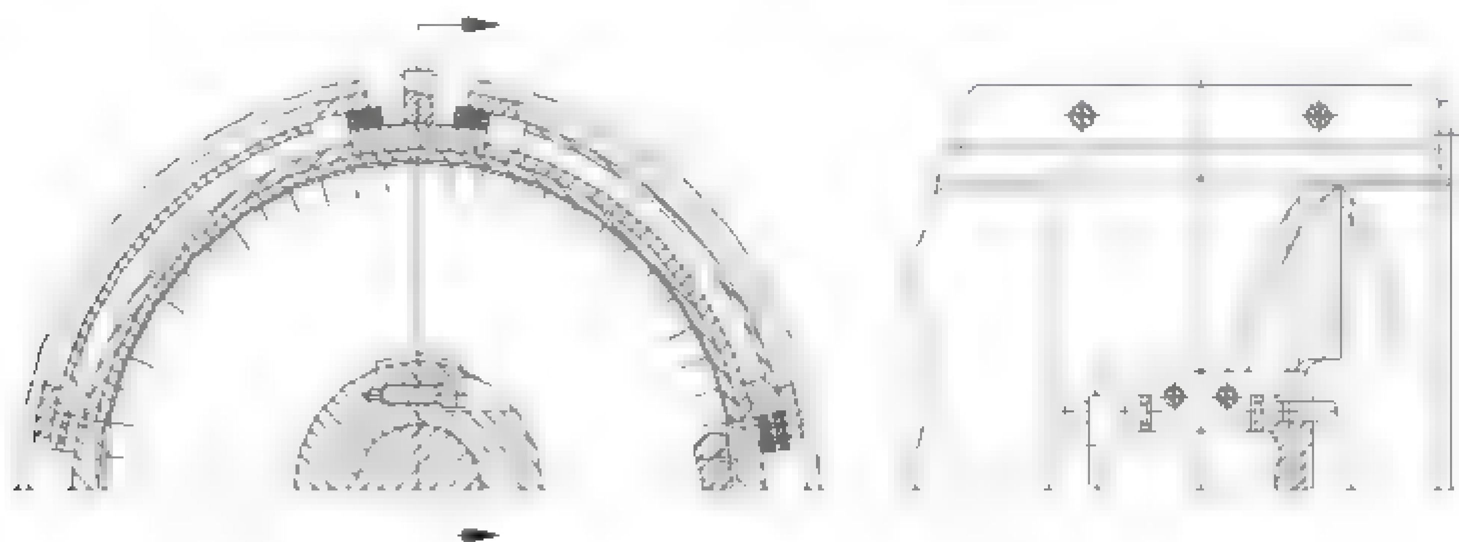


图 30-7　螺旋轴的中间支承

30.2.4 辅助工作机构

螺旋卸船机的辅助工作机构有摆动机构、俯仰机构、回转机构与行走机构，分别实现垂直臂的摆动、水平臂的俯仰、卸船机上部的回转以及整机的行走。摆动与俯仰均由液压缸完成。回转机构采用滚动轴承式回转支承装置，常采用行走机构采用电动机分别驱动各主动轮，行走速度一般较低，且能在额定运动速度范围内进行无级调速。回转机构和行走机构的阻力除摩擦阻力、风阻力、坡道阻力外，另一项主要阻力是当机头横向移动时所产生的水平力。

30.3 主要参数计算

30.3.1 总体主要参数的确定

螺旋卸船机的总体主要参数有：回转中心至海侧支腿的距离；水平臂后铰点的高度；水平臂的俯仰角度，水平臂工作时最大仰角与最大俯角，以及水平臂非工作时最大仰角；垂直臂的摆角；垂直臂螺旋输送机的输送高度和水平臂螺旋输送机的输送长度。这些参数的确定原则是满足卸船机工作范围的要求（见图30-8）。

1. 回转中心位置与水平臂后铰点位置的确定

螺旋卸船机回转中心的位置应尽可能靠近海侧支腿，以减小水平臂螺旋输送机的输送距离，降低垂直臂、水平臂以及其上的输送机、物料等的重力对水平臂后铰点的力矩。另一方面还应考虑卸船机整机稳定性。回转中心位置可按下式确定：

$$b=\left(\frac{1}{4}\sim\frac{1}{3}\right)B \qquad (30\text{-}1)$$

式中：b——回转中心至海侧支腿的距离，m；

B——移动式螺旋卸船机轨距，m。

水平臂后铰点处于回转中心线上，该点与水平臂螺旋输送机卸料口中心重合，其高度 h 的确定应考虑当被卸船处于空载高水位时，水平臂处于水平位置附近仍能正常工作。当系统各主要尺寸确定后，应按活配重运动至最低位置不碰门架上部结构对 h 进行校核。

水平臂螺旋输送机的轴线应在水平臂后铰点的上方、前铰点的下方，其相对位置可按下式确定：

$$a_1=(1\sim1.5)D_s \qquad (30\text{-}2)$$

$$a_2=\left(\frac{1}{2}\sim\frac{2}{3}\right)D_s \qquad (30\text{-}3)$$

图30-8 螺旋卸船机的工作范围

式中：a_1 ——水平臂后铰点至水平臂螺旋输送机的距离，m；

a_2 ——水平臂前铰点至水平臂螺旋输送机的距离，m；

D_S ——水平臂螺旋输送机的螺旋直径，m。

2. 水平臂俯仰角度与垂直摆动角度的选择

水平臂的俯仰角应考虑水平臂螺旋输送机的倾斜输送能力，卸船机机头在被卸船处于空载高水位时能进出舱口以及避开被卸船的上层建筑等要求应予以确定。推荐水平臂仰角在以下范围选取：水平臂螺旋输送机工作时的最大仰角 $\alpha_1=20°\sim25°$；非工作时的最大仰角 $\alpha_{max}=35°\sim40°$；工作时的最大俯角 $\alpha_2=15°\sim20°$。

垂直臂应有足够大的摆角以满足船宽方向的卸船要求，但垂直臂摆角过大将引起垂直臂螺旋输送机物料输送状态的改变而降低生产率。推荐垂直臂摆角按 $\beta=\pm30°$ 取值。当垂直臂的摆动不足以使卸船机机头到达船宽时，应保证在摆动平面垂直于岸线时机头能达到船舱最外侧，而船舱内侧物料的卸载靠卸船机机身的回转来实现。

3. 垂直臂螺旋输送机与水平螺旋输送机输送距离的确定

垂直臂螺旋输送机的输送高度与水平臂螺旋输送机的输送长度应按被卸船在满载低水位时卸船机机头可到达舱底最外侧处的要求计算，即

$$L=\frac{1}{\cos(\alpha_2+\beta)}[(B_1+b+b_1+b_2-b_3)\cos\beta-(h+h_2)\sin\beta-(a_1+a_2)\sin(\alpha_2+\beta)] \qquad (30\text{-}4)$$

$$H=\frac{1}{\cos(\alpha_2+\beta)}[(h+h_2)\cos\alpha_2-(B_1+b+b_1+b_2-b_3)\sin\alpha_2+(a_1+a_2)] \qquad (30\text{-}5)$$

式中：L ——水平臂螺旋输送机的输送长度，m；

H ——垂直臂螺旋输送机的输送高度，m；

B_1 ——被卸船型宽，m；

b_1 ——海侧轨道中心至岸壁的距离，m；

b_2 ——被卸船船舷至岸壁的距离，m；

b_3 ——被卸船船舷至舱壁的距离，m；

h_2 ——被卸船在满载低水位时船舱底面至码头轨道表面的距离，m。

确定 L、H 后，还应按空载高水位时卸船机机头能进出舱口进行校核，若不满足要求，应调整 h、b、α_2、α_{max} 等参数重新计算。

30.3.2　取料装置主要参数的确定

1. 外螺旋主要尺寸参数的确定

外螺旋的作用一是使卸船机机头有较好的掘进能力；二是迫使外螺旋槽内的物料流向进料口。为使卸船机机头易于钻入料堆并在机头横向移动时易于切割松散物料，外螺旋的螺距不宜过大，其升角可在以下范围内选取：

$$\alpha_w=\arctan\frac{l_w}{\pi D_w}=8°\sim12° \qquad (30\text{-}6)$$

式中：α_w——外螺旋最外边缘螺旋线的升角，(°)；

l_w——外螺旋的螺距，m；

D_w——外螺旋的直径，m。

外螺旋直径的确定应保证外螺旋槽内的物料流量满足进料过程与垂直输送过程中的输送量要求，即按下式确定外螺旋的直径：

$$D_w\geqslant\sqrt{0.212\frac{Q}{\gamma l_w n_{pmax}}+D_p^2} \qquad (30\text{-}7)$$

式中：Q——螺旋卸船机的额定生产率，t/h；

γ——物料的堆积重度，kN/m³；

n_{pmax}——取料装置的最大转速，r/min；

D_p——取料管直径，m。

2. 取料装置转速的选择

取料装置的转速应能根据卸船机作业的工况不同进行调节。取料装置的额定转速是指取料管埋入料堆一定深度情况下满足卸船机生产率的转速，其值按 $n_{pe}=40\sim50$r/min 的范围选取。当处于清舱等工况下进料口物料量不充裕时，要求取料装置有较高的转速以提高卸船效率。推荐取料装置的最高转速按 $n_{pmax}=65\sim75$r/min 选取。

3. 取料翼板主要尺寸的确定

反向旋转式取料装置的下部取料翼板宜设计为轴线平行于取料管轴线的圆锥面，进料口

数可取 2 或 3。图 30-9 所示为进料口顶部截面的断面俯视图,图中阴影部分为锥面取料翼板。

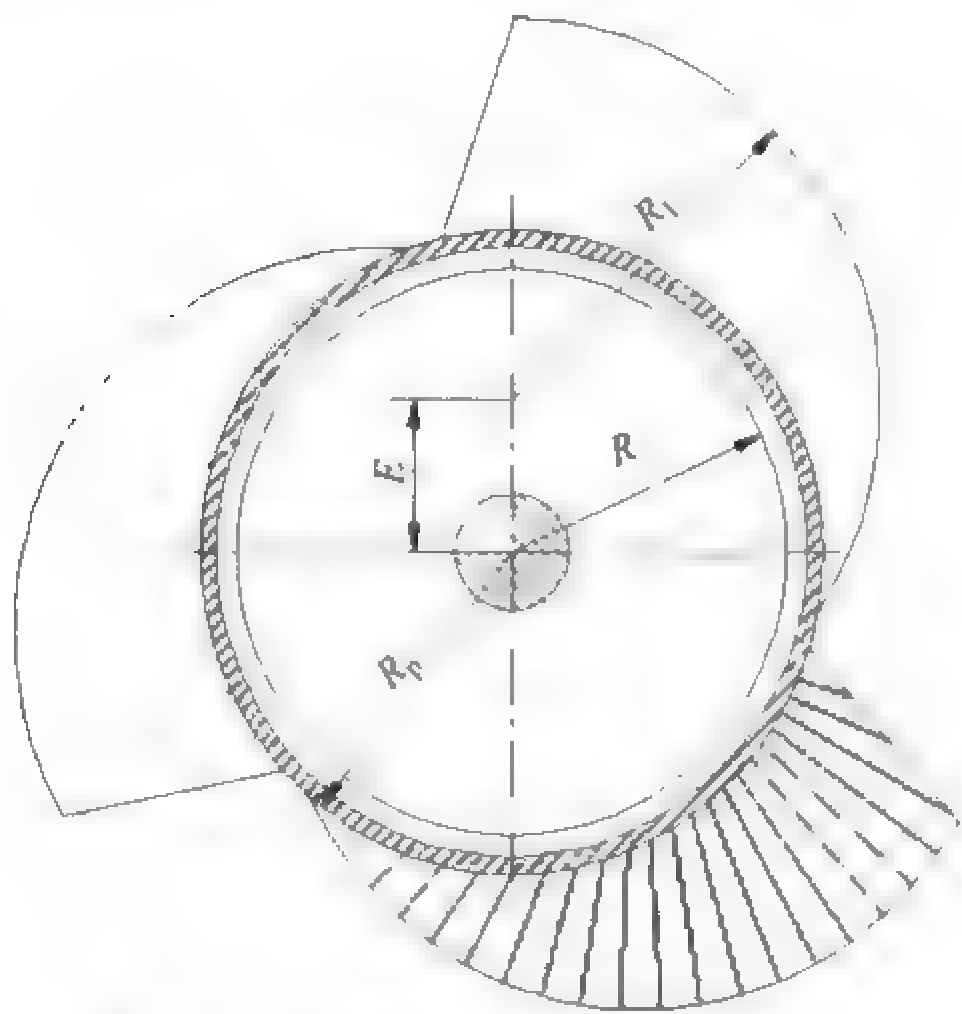


图 30-9 进料口顶部截面的断面俯视图

进料口高度过小,将导致过高的取料装置转速或过大的取料翼板径向尺寸;而进料口高度过大,由于进料口下部物料进入输送管的垂直上升速度较小,提高充填能力的效果并不显著。推荐按下式计算进料口高度:

$$H_1=(1.1\sim1.5)l \qquad (30\text{-}8)$$

式中:H_1——进料口的高度,m;

l——垂直输送螺旋的螺距,m。

锥面取料翼板的主要尺寸可根据生产率按下式计算:

$$R_1=\frac{1}{2}\left(\sqrt{9R_p^2+0.624\frac{Q}{k_n k_w H_1 \gamma n_{pe}}}-R_p\right)-E \qquad (30\text{-}9)$$

式中:R_1——取料翼板在进料口底部断面上的圆弧半径,m;

R_p——取料管半径,m;

Q——卸船机的额定生产率,t/h;

n_{pe}——取料装置的额定转速,r/min;

γ——物料的堆积重度,kN/m³;

k_n——进料口数;

k_w——进料口外的物料绕取料管转动的影响系数,取 0.85~1;

E——取料翼板锥面轴线与取料管轴线之间的距离,取 $E=(0.25\sim0.5)R_p$。

取料翼板锥面的锥角 β_1 可按下式计算:

$$\beta_1=\arctan\frac{1}{H_1}(R_1+E-R_p) \qquad (30\text{-}10)$$

4. 取料阻力矩计算

取料装置的最大阻力矩可按下式近似计算:

$$M_{max}=\frac{\pi}{4}\gamma\lambda_1\mu k_1\left[(H_2-H_1)^2D_m^2+H_1(2H_2-H_1)\cdot(R_1+E-R_p)^2+\frac{H_1R^4k_s^2n_s^2}{335\lambda_1}\right] \qquad (30\text{-}11)$$

式中:M_{max}——最大取料阻力矩,kN·m;

λ_1——物料的主动侧压力系数;

μ——物料的内摩擦系数;

D_m——取料头上部取料外管最外边缘直径,m;

k_1——阻力增大系数,一般取 1.1~1.5;

H_2——取料管埋入料堆的深度,可按 $H_2=0.8\sim1.0$m 选取;

R——垂直臂螺旋输送机的螺旋半径,m;

k_s——进料口高度处垂直输送螺旋上物料的转速系数,取 0.3~0.5;

n_s——垂直臂螺旋输送机的螺旋转速,r/min。

30.3.3 垂直臂螺旋输送机主要参数的确定

1. 输送量计算

$$Q=900\pi\psi\rho v_z(D^2-d^2) \qquad (30\text{-}12)$$

式中:Q——输送机的输送量,t/h;

D——螺旋直径,m;

d——螺旋轴直径,m;

ρ——物料的堆积密度,t/m³;

v_z——物料的垂直输送速度,m/s;

ψ——输送机的充填系数,其与水平喂料螺旋的供料压力以及进入垂直输送段后物料的加速过程等因素有关,推荐取 0.4~0.7。

2. 临界转速及垂直输送速度计算

螺旋的临界转速由下式计算:

$$n_k = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{R\mu_t}\tan(\alpha+\varphi_s)} \quad (30\text{-}13)$$

式中：n_k ——螺旋的临界转速，r/min；

R ——螺旋半径，m；

α ——螺旋外缘处的升角，(°)，推荐取 12°～18°，采用单头螺旋时，α 取较小值，采用双头螺旋时，α 可取较大值；

φ_s ——物料与螺旋面的摩擦角，(°)；

μ_t ——物料与输送管内壁的摩擦系数；

g ——重力加速度，$g=9.81\text{m/s}^2$。

与临界转速相对应的螺旋外缘的临界线速度为

$$v_k = \sqrt{\frac{gR}{\mu_t}\tan(\alpha+\varphi_s)} \quad (30\text{-}14)$$

式中：v_k ——当物料与螺旋即将产生相对滑动的临界状态下螺旋外缘的线速度，m/s。

3．螺旋转速与螺旋直径的确定

垂直螺旋输送机的螺旋转速应根据临界转速按下式确定：

$$n_s = k_2 n_k \quad (30\text{-}15)$$

式中：n_s ——螺旋转速，r/min；

n_k ——螺旋的临界转速，r/min；

k_2 ——转速系数，为避免输送机的效率过低，推荐按 $k_2=1.5\sim3.0$ 的取值范围选取，当螺旋临界转速较高时，k_2 取较小值，若考虑降低输送机的成本与质量，k_2 可取较大值。

螺旋外缘线速度与螺旋转速的关系为

$$v_s = \frac{\pi}{30}Rn_s \quad (30\text{-}16)$$

垂直螺旋输送机的螺旋直径可按下式计算：

$$D = 0.189\times\sqrt[3]{\frac{(\cot\alpha+C_2/C_1)Q}{\psi\rho(1-k_3{}^2)n_s}} \quad (30\text{-}17)$$

式中：k_3 —— 螺旋轴直径与螺旋直径之比；

C_1，C_2 —— 计算物料速度的过渡系数，其值与物料的垂直输送速度 v_z、物料的水平圆周速度 v_y、螺旋外缘的线速度 v_s 相关，按下式确定：

$$C_1 = \frac{v_z v_y^2}{\sqrt{v_z^2+v_y^2}},\quad C_2 = \frac{v_y^3}{\sqrt{v_z^2+v_y^2}}$$

4．驱动功率的计算

垂直螺旋输送机的螺旋轴功率为

$$P_0 = \frac{QH}{367\eta} \quad (30\text{-}18)$$

式中：P_0 ——螺旋轴功率，kW；

Q ——输送机的输送量，t/h；

H ——输送机的提升高度，m；

η ——输送机的输送效率，其值可按下式计算：

$$\eta = \frac{C_1}{C_2}\,\frac{1}{(C_1+C_2\tan\alpha)}\cdot\frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha+\varphi_s)} \quad (30\text{-}19)$$

30.3.4 水平螺旋输送机的设计计算

1．输送量计算

$$Q = 15\pi Ck_1\rho\psi D^3 n \quad (30\text{-}20)$$

式中：Q ——水平螺旋输送机的输送量，t/h；

D ——螺旋直径，m；

n ——螺旋转速，r/min；

ψ ——输送机的充填系数；

k_1 —— 螺距系数，取 $k_1 = 0.6\sim0.9$；

ρ —— 被输送物料的堆积密度，t/m³；

C ——输送机倾角修正系数，按表 30-1 选取。

表 30-1　倾角修正系数

倾斜角 β/(°)	0	0～5	5～10	10～15	15～20
C	1.00	0.90	0.80	0.70	0.65

2．螺旋转速的确定

在保证输送量的条件下螺旋转速不宜过高，以免物料受过大的切向力作用被抛起，降低平均轴向输送速度，加剧物料的冲撞和螺旋、料槽的磨损。螺旋转速应小于其极限转速，即

$$n < n_j \leqslant \frac{E}{\sqrt{D}} \quad (30\text{-}21)$$

式中：n_j ——螺旋极限转速，r/min；

E ——物料综合特性系数，(m^{1/2}·r)/min，其值由表 30-2 查取。

表 30-2 螺旋叶片形状、填充系数及物料综合特性系数的选用

物料块度	物料磨琢性	物料种类	充填系数 ψ	推荐的螺旋叶片形状	E/[$(m^{1/2}\cdot r)$/min]
粉状	无磨琢性、半磨琢性	石灰石、石墨	0.35～0.40	实体式	75
粉状	磨琢性	干炉灰、水泥、石膏粉	0.25～0.30	实体式	35
粒状	无磨琢性、半磨琢性	谷物、泥煤	0.25～0.35	实体式	50
粒状	磨琢性	沙、型砂、炉渣	0.25～0.30	实体式	30
小块状 $a<60$mm	无磨琢性、半磨琢性	煤、石灰石	0.25～0.30	实体式	40
小块状 $a<60$mm	磨琢性	卵石、砂岩、炉渣	0.20～0.25	实体式或带式	25
中等及大块状 $a>60$mm	无磨琢性、半磨琢性	块煤、石灰石	0.20～0.25	实体式或带式	30
中等及大块状 $a>60$mm	磨琢性	干黏土、硫矿石、焦炭	0.125～0.20	实体式或带式	15

计算时可先初选螺旋直径，由式(30-21)确定螺旋转速，然后按以下系列圆整：40、47.5、53、60、67、75、85、95、105、120、130、150、170、190r/min。螺旋转速的允许偏差在10%范围内。当确定螺旋直径后，还应按上式对螺旋转速进行校核。

3. 充填系数的确定

水平螺旋输送机的充填系数过大将导致平均轴向输送速度降低和能耗增大。充填系数的确定应考虑被输送物料的磨琢性和黏性、输送机的倾角以及螺距的大小等因素。

输送机的充填系数宜在0.15～0.4范围内取值。对于流动性好、磨琢性小、干燥的粉末状或小颗粒物料，ψ取较大值；对于块度较大、磨琢性大、具有黏性的物料，ψ取较小值。表30-2给出了充填系数的推荐选用值。在选用时，对于螺距较大的输送机，充填系数应取小值；对于倾角较大的输送机，充填系数应取小值；对于长度尺寸和横向尺寸均较大且具有中间轴承的输送机，充填系数应取小值。

4. 螺旋直径的确定

根据输送量Q的要求，水平螺旋输送机所需的螺旋直径按下式计算：

$$D \geqslant 0.277\sqrt[3]{\frac{Q}{Ck_1\rho\psi n}} \tag{30-22}$$

5. 驱动功率的计算

水平螺旋输送机的运动阻力有：物料与料槽之间的摩擦阻力、物料与螺旋之间的摩擦阻力、物料之间的摩擦阻力、各支承轴承处的摩擦阻力，以及物料斜倾向上输送时物料重力沿输送方向的分力所引起的阻力。前三项阻力总称物料运行阻力，后两项阻力分别称为输送机空载运行阻力与提升阻力。水平螺旋输送机螺旋轴功率为克服上述阻力所需功率之和。输送机克服物料运行阻力所需的功率P_1(kW)为

$$P_1 = \frac{QL}{367}\mu \tag{30-23}$$

式中：L——输送长度，m；

Q——输送机的输送量，t/h；

μ——物料运行阻力系数，按表30-3查取。

输送机空载运行的功率P_2(kW)按下式计算：

$$P_2 = \frac{DL}{20} \tag{30-24}$$

式中：D——螺旋直径，m。

表 30-3　物料运行阻力系数 μ

物　料	堆积密度/(t/m³)	阻力系数	物　料	堆积密度/(t/m³)	阻力系数
煤渣、矿渣	0.7～1	3	分选煤	0.9	1.9
褐煤	1.1～1.3	2.2	黏土	1.9	1.9
铁矿石	1.4	2.2	燕麦、大麦	0.5	1.9
重矿石(铜、铅)	2～2.5	2.2	面粉	0.6	1.9
轻矿石	1.25～2	2.2	玉米、黑麦、稻谷	0.5～0.7	1.9
石墨	0.4～0.6	1.9	小麦	0.8	1.9
熟石灰	0.5	1.9	砂	1.4～1.7	3
砾石	1.5～1.8	3	水泥	1.0～1.3	1.9
焦炭	0.5	3	泥灰	1.6～1.9	2.2
普通煤	0.8	2.2	灰浆	1.8～2.1	3

输送机克服提升阻力所需的功率 P_3(kW)为

$$P_3 = \frac{QH}{367} \tag{30-25}$$

式中：H——输送机的提升高度，m。

水平螺旋输送机螺旋轴的轴功率 P_0 为

$$P_0 = \frac{Q}{367}(\mu L + H) + \frac{DL}{20} \tag{30-26}$$

电动机的驱动功率 P 按下式计算：

$$P = K\frac{P_0}{\eta} \tag{30-27}$$

式中：K——功率备用系数，根据满载启动的要求及电动机的启动能力，K 值在 1.1～1.4 范围内选取；

η——驱动装置总传动效率，对于圆柱齿轮减速器驱动装置，可取 η=0.9～0.94。

30.4　操作、控制与安全保护装置

螺旋卸船机可采用三种方式进行操作：司机室操作、遥控箱操作、便携式控制器操作。对于生产率高、船型尺寸大的螺旋卸船机，应既可在司机室操作也可实现遥控，遥控操作方式主要用于清舱阶段的作业。司机室一般固定安装在水平臂或转台的伸出支架上，也可根据卸船视线需要沿水平臂或转台伸出支架上的轨道移动。对于小型螺旋卸船机一般不设司机室，利用便携式控制器在甲板上进行操作。

螺旋卸船机工作时，俯仰机构的运动使取料装置的下部插入料堆之中，卸船机依靠行走、回转、摆动各机构的配合动作将舱内物料逐层卸出。根据参加工作的机构组合的不同，螺旋卸船机有扇形摆动卸载、圆弧形卸载、平行摆动卸载、平行移动卸载 4 种卸载方式。

扇形摆动卸载中摆动机构为主要动作机构，当完成一个摆动行程后由回转机构调整工作位置，利用摆动与回转的配合完成某层物料的卸载。圆弧形卸载是由主要动作回转与辅助动作摆动进行卸载。平行摆动卸载是由主要动作摆动与辅助动作行走进行卸载。平行移动卸载是由主要动作行走与辅助动作摆动进行卸载。

以摆动为主要动作的卸载方式适用于小舱口的船型。卸船机卸载深度是由俯仰机构实现的。在清舱阶段，由卸船机附设的起吊设备将单斗装载机吊入舱内，将存留在舱底的物料铲集成堆，再由螺旋卸船机卸出。

螺旋卸船机的输送系统应具有顺序启动与停车的控制系统。紧急停车按钮应使全部输送机同时停车而不受顺序停车控制系统的控制。输送系统的反转是为了清除系统中的杂物或少量存留的物料。因而反转的启动与紧急停车不需采用顺序控制。

取料装置转速对卸船机的工作效率有非常显著的影响。对工作过程中取料装置转速

的控制应具有手动控制与自动控制两种方式，由司机选择。当处于手动控制状态时，司机可根据垂直臂螺旋输送机的载荷状态、取料装置的埋入深度、物料结块是否严重、是否处于清舱阶段等具体工作情况，通过控制屏上的电位器旋钮来调节取料装置转速。当处于自动控制状态时，取料装置转速受垂直臂螺旋输送机的载荷状态控制，即设定垂直螺旋输送机的载荷后，取料装置的转速由负反馈控制系统自动控制。当垂直臂螺旋输送机的实际载荷高于或低于设定载荷时，取料装置转速将自行降低或提高。

回转、行走、俯仰、摆动各机构的动作由控制屏上的操作手柄控制，其工作速度由各机构的工作载荷自行调节。上述机构均应具有较软的载荷速度曲线。卸船机也可采用程序控制实现各机构工作速度的自行调节。在程序控制中，除能调节液压系统的压力、流量或电气系统中的电压、电流等参数来实现所要求的载荷速度曲线外，还应能根据不同的卸载方式，自动控制各卸载方式中机构的速度、行程，以及取料装置的埋入深度，以保证卸船机经常处于最佳充填状态下工作。

螺旋卸船机的输送系统及各机构均应具有过载保护装置。

螺旋卸船机的回转、行走、俯仰、摆动各机构均应设置行程开关，用于极限行程保护。根据风载荷的大小，螺旋卸船机应考虑装设防爬装置与锚定装置。在司机室控制屏或便携式控制器上，以及卸船机若干部位处应设置紧急停车按钮。此外，司机室内还应有各主要参数的显示器、故障报警装置、故障显示装置等仪器仪表。

30.5 典型产品主要性能参数

表 30-4 列出安装于广州港新沙港务公司和上海港新华港埠公司的 SUF-400 与 SUF-500 型螺旋卸船机的主要性能参数。

表 30-4 典型螺旋卸船机的主要技术参数

技术参数			SUF-400	SUF-500
生产率	额定生产率/(t/h)		400	500
	尖峰生产率/(t/h)		450	550
被卸物料	种类		各类化肥	尿素、氯化钾等
	堆积密度/(t/m^3)		0.7～1.2	0.7～0.8,1.3
水平臂长度/m			21.75	20
垂直臂长度/m			18.50	16.75
轨距/m			10.5	10.5
海侧支腿轮距/m			14	10
配重中心至旋转中心距离/m			12	6
配重重量/t			52	80
整机重量/t			158+52	110+80
最大轮压/kN			250	230
垂直臂螺旋输送机	输送高度/m		18.5	16.75
	螺旋直径/mm		ϕ490	ϕ490
	螺旋转速/(r/min)		372	419
	减速器传动比		4	3.533
	电动机	型号	ABBHXR-355L4	MBV355LA
		功率/kW	400	210
		转速/(r/min)	1490	1480

续表

技术参数			SUF-400	SUF-500
水平臂螺旋输送机	输送距离/m		21.75	20
	螺旋直径/mm		ϕ700	ϕ700
	螺旋转速/(r/min)		124	136
	减速器传动比		12.01	10.86
	电动机	型号	ABBHXV315M4	MBV280S
		功率/kW	132	75
		转速/(r/min)	1487	1480
门架螺旋输送机	输送距离/m		20	24.95
	螺旋直径/mm		ϕ700	ϕ840
	螺旋转速/(r/min)		136.5	148
	减速器传动比		10.86	9.92
	电动机	型号	ABBHXV280S4	MBT225M
		功率/kW	75	45
		转速/(r/min)	1483	1470
取料装置	转速/(r/min)		0～67	0～68
	减速器传动比		12.88	12.84
	液压马达最大转矩/(N·m)		610	810
	液压马达最大转速/(r/min)		860	880
回转机构	小齿轮数目		3	3
	回转速度/(r/min)		0.3	0.2
	减速器传动比		35.16	35.16
	液压马达最大转矩/(N·m)		130	115
	液压马达最大转速/(r/min)		267	180
行走机构	行走速度/(r/min)		0～15	0～15
	车轮直径/mm		ϕ500	ϕ500
	海/陆侧车轮数		4×2/2×2	4×2/2×1
	海/陆侧驱动轮数		4/2	6/1
	电动机	型号	SEWDV112M4	7PCS100LB
		功率/kW	4	3
		转速/(r/min)	0～1420	0～1415
俯仰液压缸	工作行程/mm		2900	2700
	工作速度/(mm/min)		+510，−550	12°/min
摆动液压缸	工作行程/mm		1700	1690
	工作速度/(mm/min)		+810，−850	40°/min
液压系统	取料装置液压泵	最大流量/(L/min)	129	140
		最大压力/MPa	30	32
	回转机构、俯仰及摆动液压泵	最大流量/(L/min)	64	80
		最大压力/MPa	20	17.5
	电动机	型号	HXV315S4	MBV280M4
		功率/kW	110	90
		转速/(r/min)	1483	0～1480
电源电压	上机电压		10000V，50Hz	10500V，50Hz
	电动机输入电压		380V，50Hz	380V，50Hz
	控制电压		DC24V	DC24V

30.6 技术标准与规范

螺旋卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考散料连续搬运设备、螺旋输送机、港口起重机的标准与规范，见表30-5。

表30-5 螺旋卸船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	JT/T 1044—2016	《港口螺旋式连续卸船机》
3	JB/T 7679—2008	《螺旋输送机》
4	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
5	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范》
6	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程 第6部分：连续装卸机械》
7	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第31章

气力卸船机

31.1 概述

31.1.1 气力卸船机的应用

气力式卸船机由气吸系统和各机构及机架等组成，是利用风机在管道中形成的负压流，从船舱内吸卸散状物料的连续式散货卸船机，它主要用于港口、粮库、车站、农场及粮食加工和酿造等行业的散粮、煤炭、水泥、颗粒状化工原料等散货卸船作业。

用于散粮卸船作业的气力卸船机通常称为吸粮机。尽管该机工作能耗较大，对被送物料有一定的粒度、黏度、湿度要求，工作噪声较大，但因其具有结构简单、造价低、粉尘环保性能好、操作方便、易于实现自动化控制及管理、对各种船舶适应性强、清舱量小等优点，一直以来被广泛地应用于港口接卸散状物料。

气力卸船机大约始于1890年，在美国、法国、德国、比利时、日本、东欧等各国得到普遍的使用。自20世纪80年代以来，大型气力卸船机主要作为单一的卸船机使用，也可作为其他卸船机清舱阶段的辅助机械。其能力为100～1000t/h，它和机械式连续卸船机一起，承担港口大量的散货物料接卸任务。小型移动式吸压组合型气力输送机在美国、德国、比利时等得到发展，技术较为成熟，其生产率为10～180t/h。

国内有关气力卸船机的研制起步于20世纪50年代，研制出的大型港口用气力卸船机有固定式和轨道行走式两种形式，主要接卸物料为散粮，生产率为100～400t/h。小型移动式气力卸船机产品在近一二十年间不断推出，技术尚处于起步阶段，其生产率为10～100t/h。

31.1.2 气力卸船机的分类

气力卸船机按照压力形式可分为吸送式和吸压组合式，其中多数为吸送式。根据输料管道内真空度的不同可分为两类，通常把真空度高于8kPa的称为高真空气力卸船机，低于此真空度值的称为低真空气力卸船机。

气力卸船机按支承结构形式可分为岸式和浮式两种。岸式气力卸船机又可分为固定式和移动式。移动式气力卸船机则有轨道式和无轨式（轮胎式），而按大车运行机构的驱动方式分则有自行式和非自行式（拖带式）。

气力卸船机按生产率分有大型和小型两种。大型机的生产率为100～1000t/h，小型机的生产率为每小时数吨到数十吨。

气力卸船机按风机的驱动装置分有电动机和内燃机两类，电动机驱动使用得很广泛，而内燃机驱动多用于小型移动式或浮式气力卸船机。

31.1.3 气力卸船机的特点

气力卸船机主要优点为：

（1）结构简单紧凑，造价低，质量小，操作灵活方便；

(2) 整个输送过程处于密封状态，能做到无物料撒落，也不受气候条件的限制，所运物料不会受潮、污损或混入异物，易于实现集中控制和自动化；

(3) 对船舶的适应性强，能均衡卸料，能够清舱，平均生产率高。

气力卸船机的缺点为：

(1) 单位能耗较高，其能耗系数一般为0.021～0.038(kW·h)/t；

(2) 工作时的气动力噪声较大，特别是高真空吸送系统采用大型罗茨风机，其本底噪声高达110dB(A)以上，需采取措施使噪声降到允许值以下；

(3) 对被运送物料的块度、黏度和湿度有限制，通常块度应小于输送管径的1/2。

31.2 总体结构及主要部件

31.2.1 总体结构

气力卸船机主要由气力输送系统、机械输送系统、运动机构、支承钢结构、电气传动和控制部分组成。其中，真空吸送式气力卸船机气力输送系统一般由吸嘴、垂直输送管、弯管、水平输送管、分离除尘器、卸料器、风管、风机等组成；吸压组合式气力卸船机气力输送系统一般由吸嘴、垂直吸送管、弯管、水平吸送管、分离除尘器、卸料器、喷嘴、风管、压送管、出料分离器、风机等组成。运动机构主要有：大车运行机构、臂架变幅机构、回转机构、垂直管伸缩机构、水平管伸缩机构。

吸嘴在船舱横截面内的取料范围主要由臂架变幅、垂直管伸缩和水平管伸缩来实现。沿船长方向上的取料范围主要由大车运行及臂架回转来实现。

31.2.2 整机工作原理

真空吸送式气力卸船机的工作原理是利用风机在管道中形成的负压流，从船舱内吸卸散状物料。其卸船工艺流程为：船舱内物料→吸嘴→垂直输送管→水平输送管→分离除尘器→卸料器→后方输送机→顺岸输送机，参见图31-1。

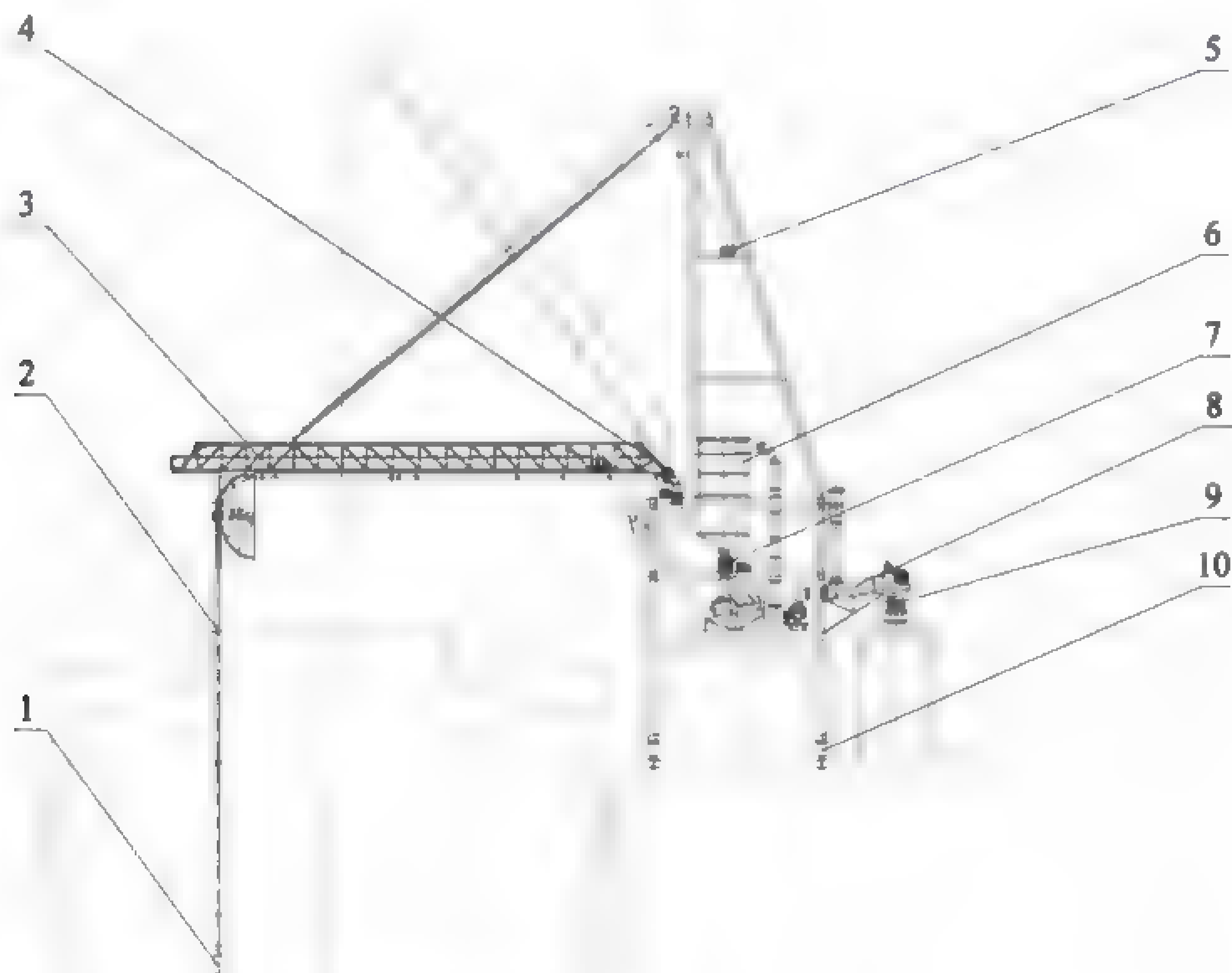


图31-1 真空吸送式气力卸船机

1—吸嘴；2—垂直管；3—水平管；4—回转弯管；5—臂架俯仰机构；6—分离器；7—卸料器；8—尾部输送机；9—顺岸输送机；10—运行机构

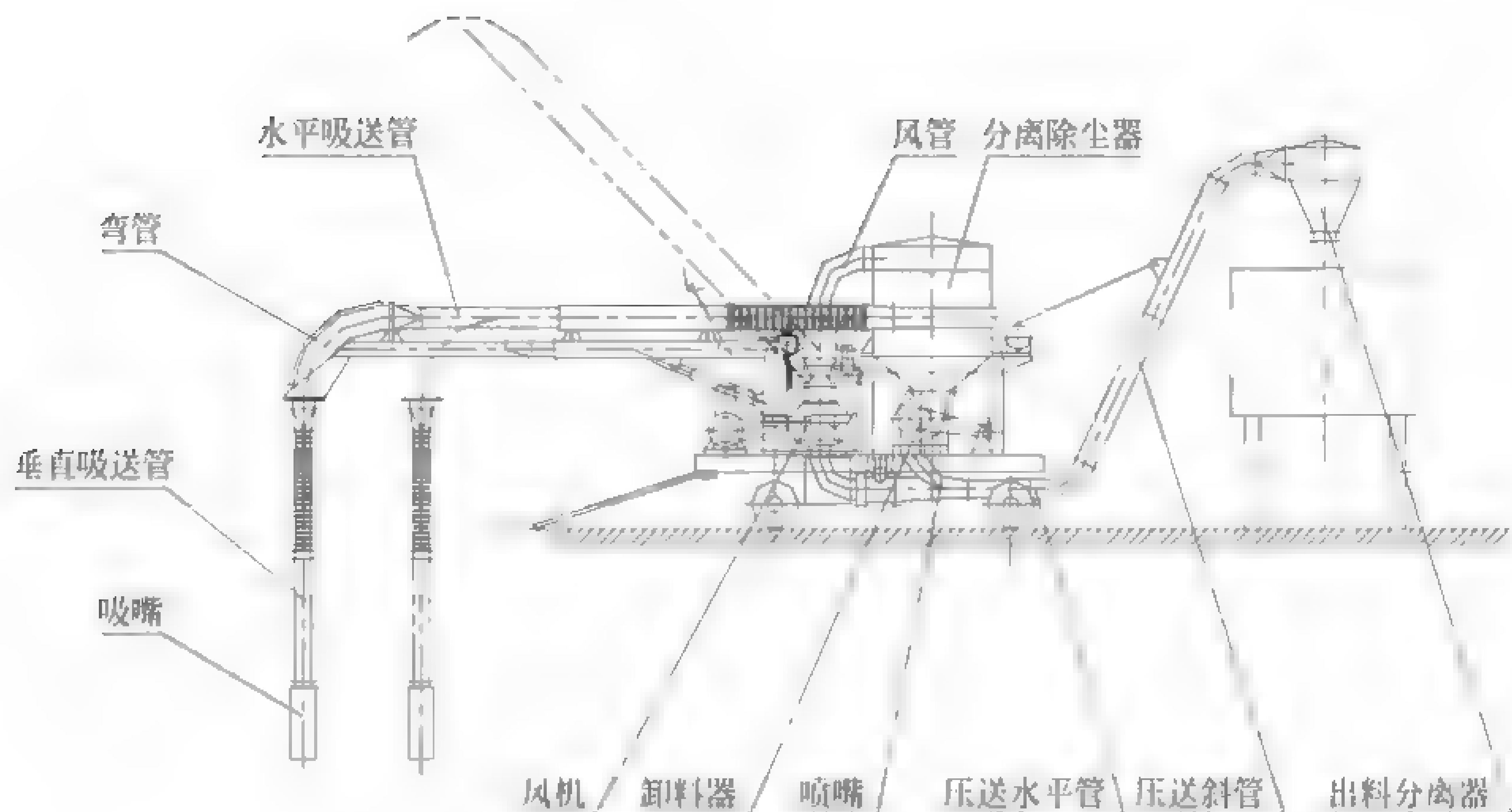


图 31-2 吸压组合式气力卸船机

吸压组合式气力卸船机的工作原理是采用一个风机作为风源，将吸送过程与压送过程有机地结合在一起。其卸船工艺流程为：船舱内物料→吸嘴→垂直吸送管→水平吸送管→分离除尘器→卸料器→喷嘴→压送管→出料分离器→车辆或顺岸输送机，参见图 31-2。

31.2.3 气力输送系统

1. 吸嘴

吸嘴用于从船舱内的料堆中吸取物料，应力求达到效率高、重量轻、操作灵活方便的要求，并且容易插入料堆，工作可靠。常用的吸嘴有以下几种类型。

1）双套筒式直吸嘴

双套筒式直吸嘴适用于吸取流动性较好的松散物料，其类型很多，主要有双喇叭口形、圆弧形、直入形、内喇叭口形等。图 31-3 所示为内喇叭口形双套筒式直吸嘴，它由内管 5 和外管 6 组成，外管可借助调节螺栓 2 实现上下移动，以调节内外管端面间隙 S，使双相流具有适合的混合比。

2）角形吸嘴

在卸船作业的清舱阶段，为便于从船舱底部及从难以达到的地方吸取剩余的物料，多采用如图 31-4 所示的角形吸嘴。

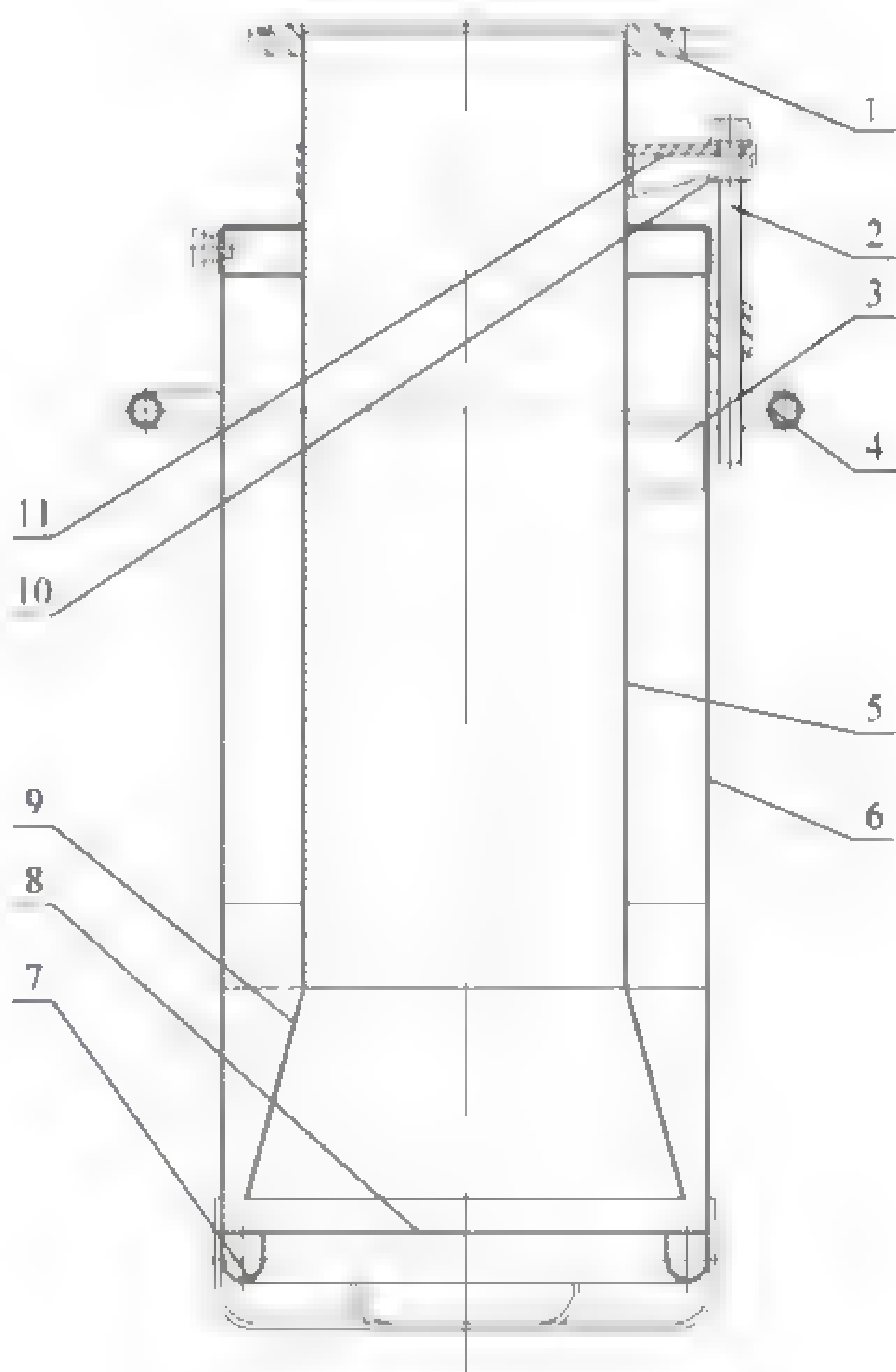


图 31-3 内喇叭口形双套筒式直吸嘴

1—法兰；2—调节螺栓；3—导向轮（或导向片）；4—把手；5—内管；6—外管；7—圆弧体；8—环形板；9—喇叭管；10—螺母；11—支架

3）带松动喂料装置的吸嘴

对于流动性差、粒度不均匀或湿度较高、

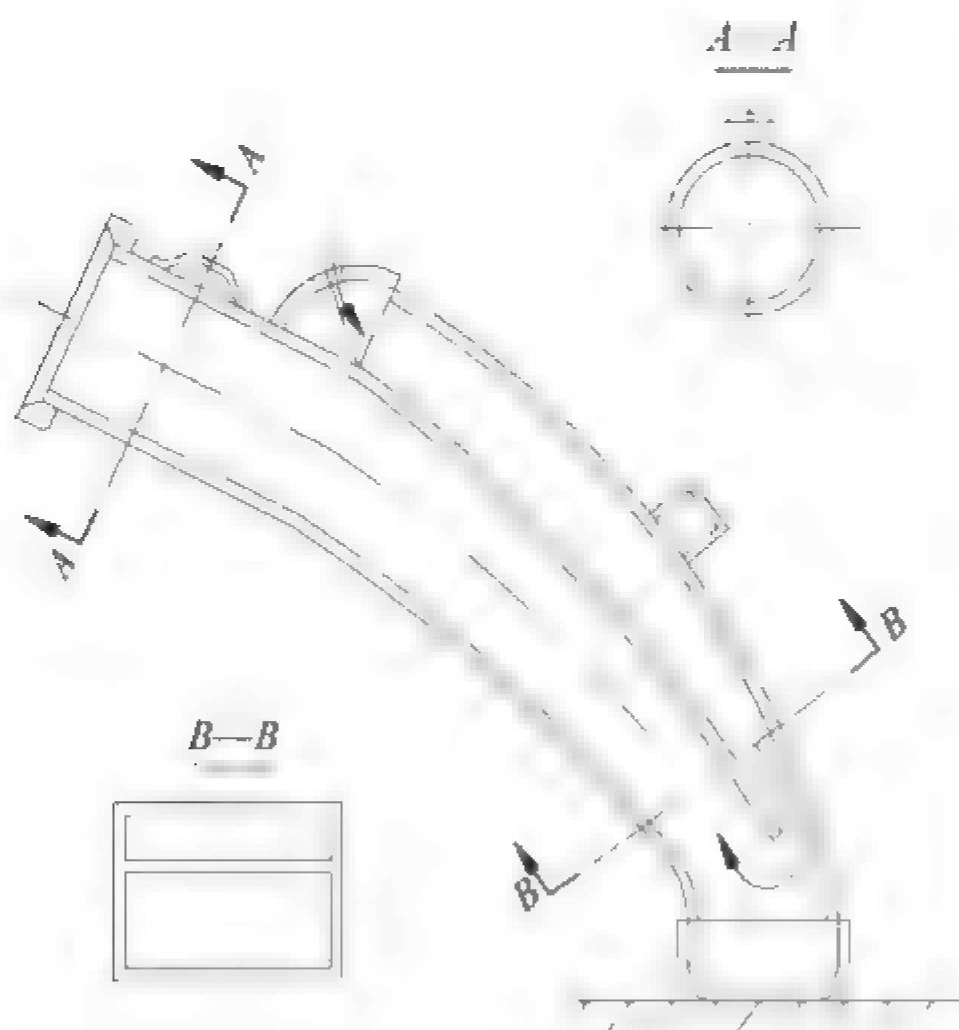


图 31-4 角形吸嘴

易结块的物料(如大豆渣、玉米渣、红薯干、碎豆饼、煤炭、水泥、化肥、砂、铝矾土等),可采用带松动喂料装置的吸嘴。

2. 管道及其管件

气力卸船机所用管道可分为两类：输料管和风管。输料管用来输送物料,一般由输料直管、挠性管、弯管等部分组成。风管则是用来输送空气的管道。

对输料管的基本要求是：具有足够的强度和刚度,良好的气密性和耐磨性,内壁表面光滑,可拆管段具有较好的同轴性,以及能够快速安装,便于清理堵塞等性能。

1) 输料直管

输料直管一般都采用圆形截面管。对于输送一般物料的输料直管,可用普通的水、煤气管(GB 3091—2008、GB 3092—2008)和无缝钢管(GB 8162—2008、GB 8163—2008)制作。管径较大的输料直管也可用钢板卷焊制成。输料直管的壁厚需视被运送物料的物理性质而定。对于运送磨琢性小的细粒状物料的输送管,其壁厚通常取 3～5mm；当运送磨琢性大的块状物料时,则应取 5～7mm。输料直管的可拆部分由长为 2～3m 的管段组成,不可拆卸部分则由长为 3～5m 的管段组成,两段直管之间用法兰连接。

输料管直径根据输送物料的气流速度来确定。对于高真空(和高压)输送系统,考虑到输送气流的体积流量会随着绝对压力的减小而增加,输送速度也会由此而不断增大,为使输送保持在较理想的低风速状态下进行以减少压力损失,降低管道磨损和物料破损,可将输料管直径分段依次逐渐增大,或采用变直径输料管。

2) 挠性管

由于操作上的需要,需在输料管系统中安装挠性管,使吸嘴可以方便灵活地在船舱的任何地点吸取物料。挠性管除了可以用来连接吸嘴和垂直管外,还可用来连接垂直管和弯管、弯管和水平管等。另外,在需要频繁弯曲的场合也可将它作为弯管使用。

利用橡胶软管来连接垂直管和弯管,它能承受较高的压力或真空度,内壁面胶层为耐磨橡胶。为不使垂直输料管及吸嘴的自重由胶管来承受,在其外部套装一个由若干吊环和吊板组成的铰接吊笼。设计时应使吊笼的总长度比胶管略短些,这样可使垂直输料管和吸嘴的自重通过吊笼传递给弯管。

3) 伸缩管

对于大型气力卸船机,往往要求在输料管系统中装设垂直伸缩管和水平伸缩管,使吸嘴可以适应不同船型,或者可以灵活地在船舱内的任意位置吸取物料。

垂直伸缩管由内管和外管组成。在外管下端设有密封装置,使内管在伸缩过程中保证气密；在内管上端也装有密封装置,以防止粉尘或物料进入内外管之间的环形空腔而妨碍伸缩。内管通常用优质无缝钢管加工而成,外管可用无缝钢管或钢板卷制。垂直伸缩行程一般为 4～8m。伸缩动作通常用钢丝绳牵引,也可用液压传动。

水平伸缩管结构同样由内外管组成。在外管端部设有密封装置,以保证伸缩过程不致漏气。在端部一定距离处,还设置两组导向装置,每组导向装置有 3 个互成 120°按品字形布置的导轮。通过此两组导向装置,能使内管在伸缩时保持在与外管同轴的位置。水平伸缩行程一般为 7～10m,伸缩动作同样可用钢丝绳牵引或液压传动。

伸缩管的伸缩速度，一般取 4～8m/min。

4）输料弯管

输料弯管用来改变物料的输送方向，其横截面可做成圆形或矩形（或方形），后者制造维修均较方便。矩形尺寸可按其截面积与相邻入口圆管截面积相等的原则确定。矩形截面的高度最好与弯管相邻的输料管的直径相等。圆截面输料管与矩形弯管的连接采用过渡管，并保证过渡平顺。

5）回转俯仰装置

当要求输料管能在水平和垂直平面内摆动时，应采用回转俯仰装置。它通常设置于水平输料管尾部，与物料分离除尘器的进口相连接。

回转俯仰装置有橡胶软管式、皮碗式、柱铰式和球铰式等类型。

柱铰式回转俯仰装置如图 31-5 所示。在摆动圆柱体中部设有可与输料管连接的短管。其在垂直平面内的摆动角度一般可达到－20°～＋75°，而在水平面内的回转则是借助转动支承管 7 和上支承座 1 来实现的。

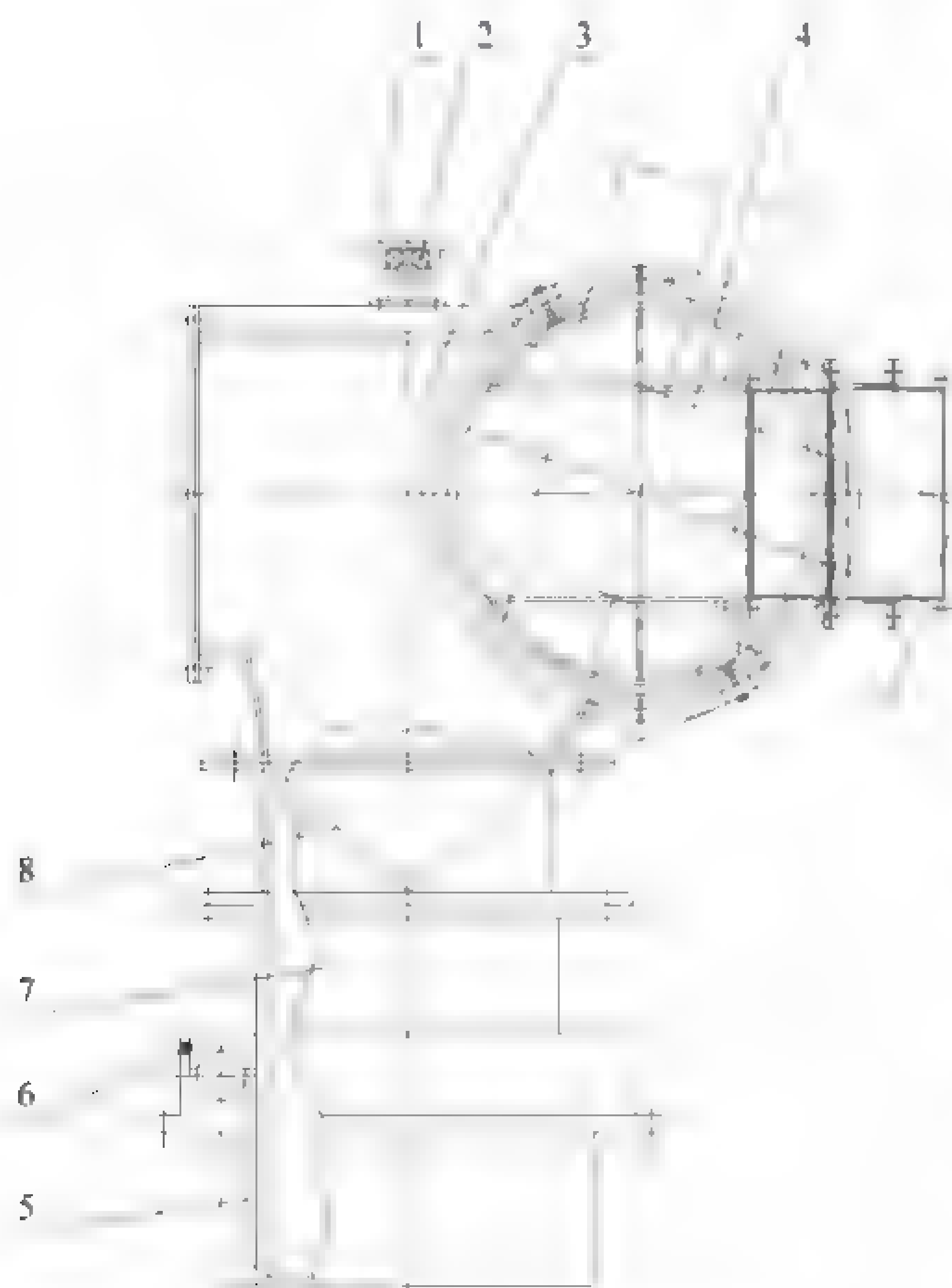


图 31-5　柱铰式回转俯仰装置
1—上支承座；2—滚动轴承；3—壳体；4—摆动圆柱体；5—滚动轴承座圈；6—密封圈；7—转动支承管；8—过渡管

回转俯仰装置的动作，通常由回转机构和俯仰机构来传动。其在水平面内的回转速度一般取 0.13～0.15r/min；垂直平面内的平均俯仰速度（水平输料管前端）取 6～10m/min。

3. 分离除尘器

在以前的气力输送系统中，物料的分离和除尘分别由物料分离器和除尘器这两个独立的设备来完成。随着技术的不断进步，出现了分离除尘器，它将物料分离器和除尘器合二为一，能在较小的空间内实现物料的分离和除尘，从而省去一套卸灰器及其传动机构、连接风管、排灰管道等设备。分离除尘器的质量较小、结构紧凑、造价较低、漏气量较少。实践证明，减少的漏气量通常占风机铭牌风量的 3%～4%，因而有利于提高卸船机的生产率，降低能耗。

双相流进入分离除尘器后，受到重力或离心力的作用，物料颗粒向下沉降，最终通过分离除尘器下方的卸料器排出；而被分离出来的含尘气体则向上运动，通过滤袋的除尘作用，从分离除尘器上方的排气口排出。

按照分离器的分离原理来分，分离器主要有容积式、离心式、惯性式和组合式等几种。

对分离器的要求为：分离效率高、性能稳定、结构简单紧凑、质量小、压力损失小、检查维修方便等。

除尘器种类很多，按其除尘原理可分为重力式、惯性式、离心式、袋滤式、静电式、清洗式等数种；按除尘方式可分为干式和湿式两大类。气力卸船机常用离心式除尘器和袋式除尘器。

分离除尘器除容积式分离器与离心式除尘器组合的形式以外，还有容积式分离器与袋式除尘器组合、离心式分离器和袋式除尘器组合等数种。下面分别介绍不同的分离器和除尘器。

1）容积式分离器

容积式分离器的典型结构如图 31-6 所示。当双相流从输料管经进口接管进入有效横断面比管断面大很多倍的筒体时，气流速度突然

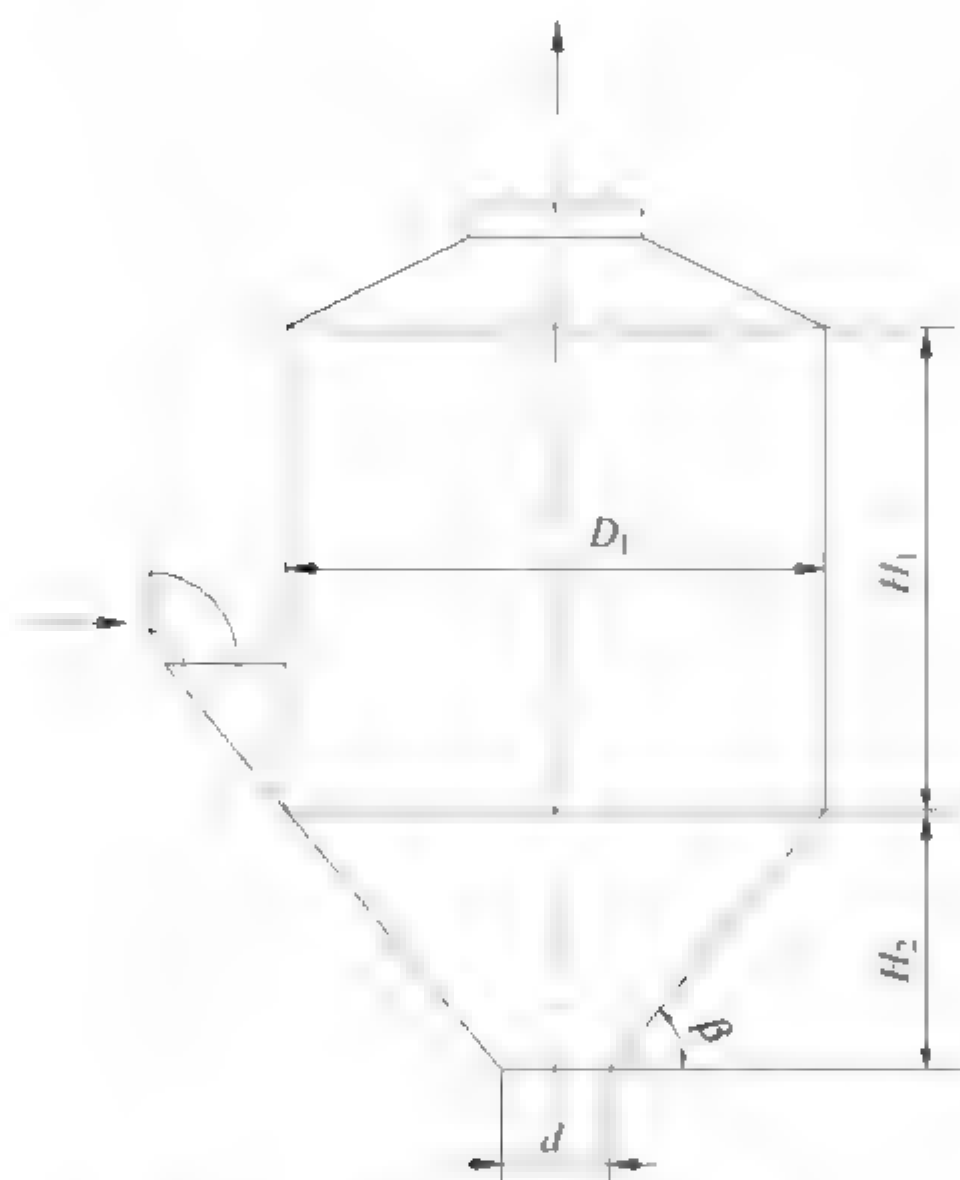


图 31-6 容积式分离器结构示意图

降低，物料颗粒依靠其自重沉降下来，并通过下锥体下部的排料口由卸料器排出。

此种分离器结构简单，对粗粒物料的分离效率高，物料破损较少，气动力阻力较小；但其几何尺寸较大，适宜在大型吸送装置上使用。

2）离心式分离器

利用双相流沿圆周作旋转运动时所产生的离心力使物料与气流分离。由于结构简单、尺寸小、制作方便、分离效率较高、压力损失较小，其在中小型气力输送系统中获得了广泛应用。除用来分离物料外，也可作为除尘器使用。

离心式分离器的形式很多，图 31-7(a)所示为下旋式离心分离器，其外圆筒上部呈螺旋形，能引导双相流按一定螺距向下旋转，避免上涡流和上灰环的产生。图 31-7(b)所示为外旋式离心分离器，其进口为蜗壳式，进口风速为 10～14m/s。图 31-7(c)所示为内旋式离心

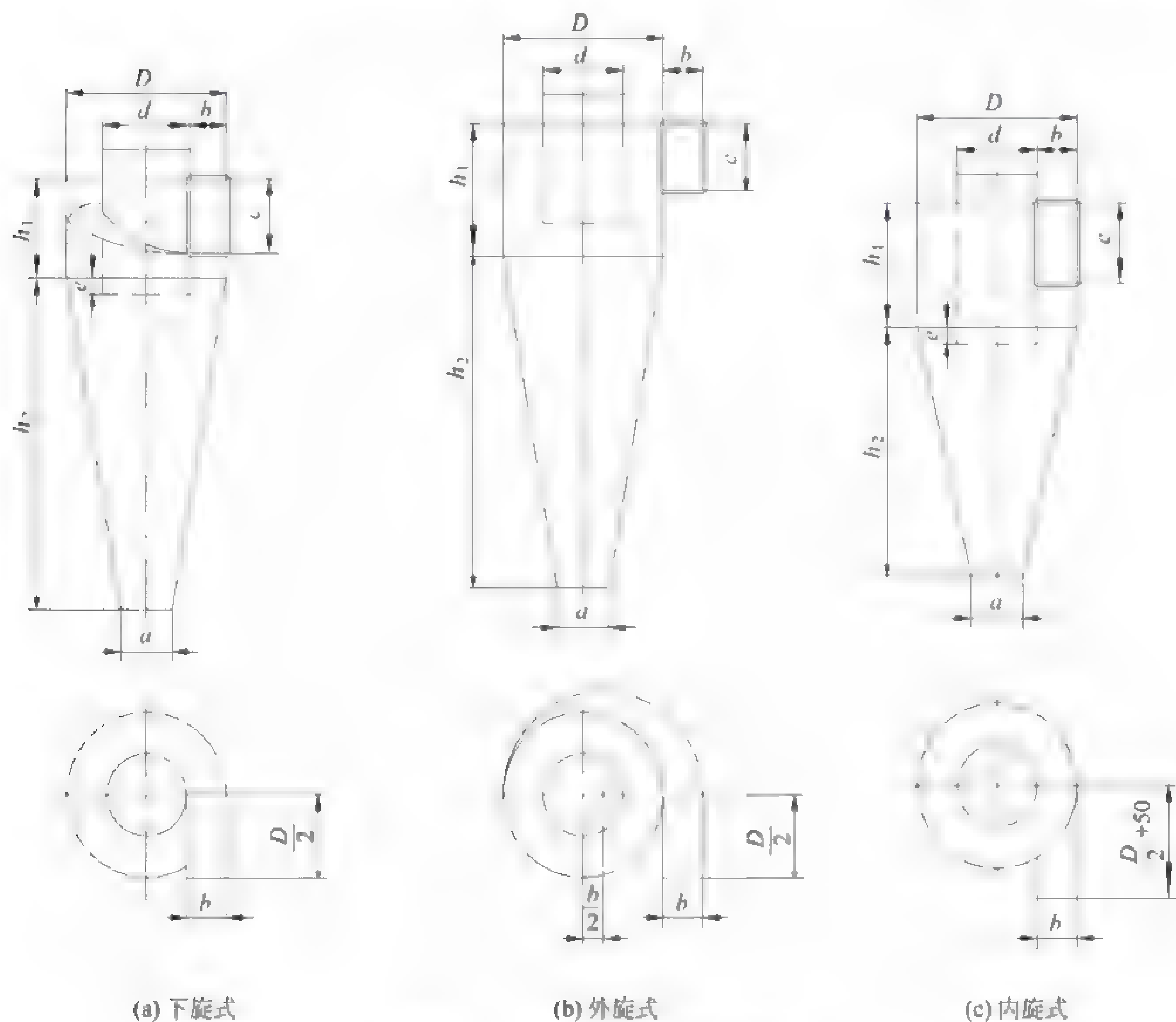


图 31-7 离心式分离器结构形式

分离器，其进口外侧与圆筒体相切，顶部呈螺旋形，高度尺寸较小，结构较简单，便于制造，进口风速可取8～13m/s；但其阻力较大，阻力系数 ξ 为 11～17（分离器直径大时 ξ 取大值），分离（除尘）效率较上述两种形式的分离器要低。

3）离心式除尘器

离心式除尘器的工作原理和结构与离心式分离器相同。由于结构简单、体积小、除尘效率高，得到了广泛的应用。除了上述几种外，还有旁路式、扩散式等除尘器。

4）袋式除尘器

袋式除尘器是利用有机或无机纤维结构制成的滤袋将气流中的粉尘过滤出来的一种高效除尘设备。其除尘效果一般在99%以上，捕集粉尘微粒可达0.1μm，但不适于捕集含有油雾、凝结水及黏性的粉尘。它的体积较大，设备投资和维修费用均较高，控制系统较复杂。图31 8所示为袋式除尘器的 ·种形式。

滤袋可由各种棉、毛、化纤织物制成。208工业涤纶绒布具有过滤能力大、阻力小、效率高、强度高、耐温130℃、吸湿性小等优点，使用较为广泛；尼毛特2号由合成纤维尼龙绒与天然纤维混纺而成，其耐磨性、过滤能力和透气性均较好。

滤袋的清灰方式有手动振打、机械振打、摆动、摆动和扭转、气流吹洗等几种。气流吹洗是目前使用最广的一种清灰方式，有气环吹洗和脉冲喷吹两种。脉冲喷吹方式中，压缩空气由一套控制装置控制，以一定脉冲喷吹频率依次向各滤袋内喷吹，将袋外的积灰吹落。

国内生产的袋式除尘器主要是机械振打式和脉冲喷吹两大类。脉冲除尘器按其控制方式和滤袋装卸方式又可分为多种。设计时可

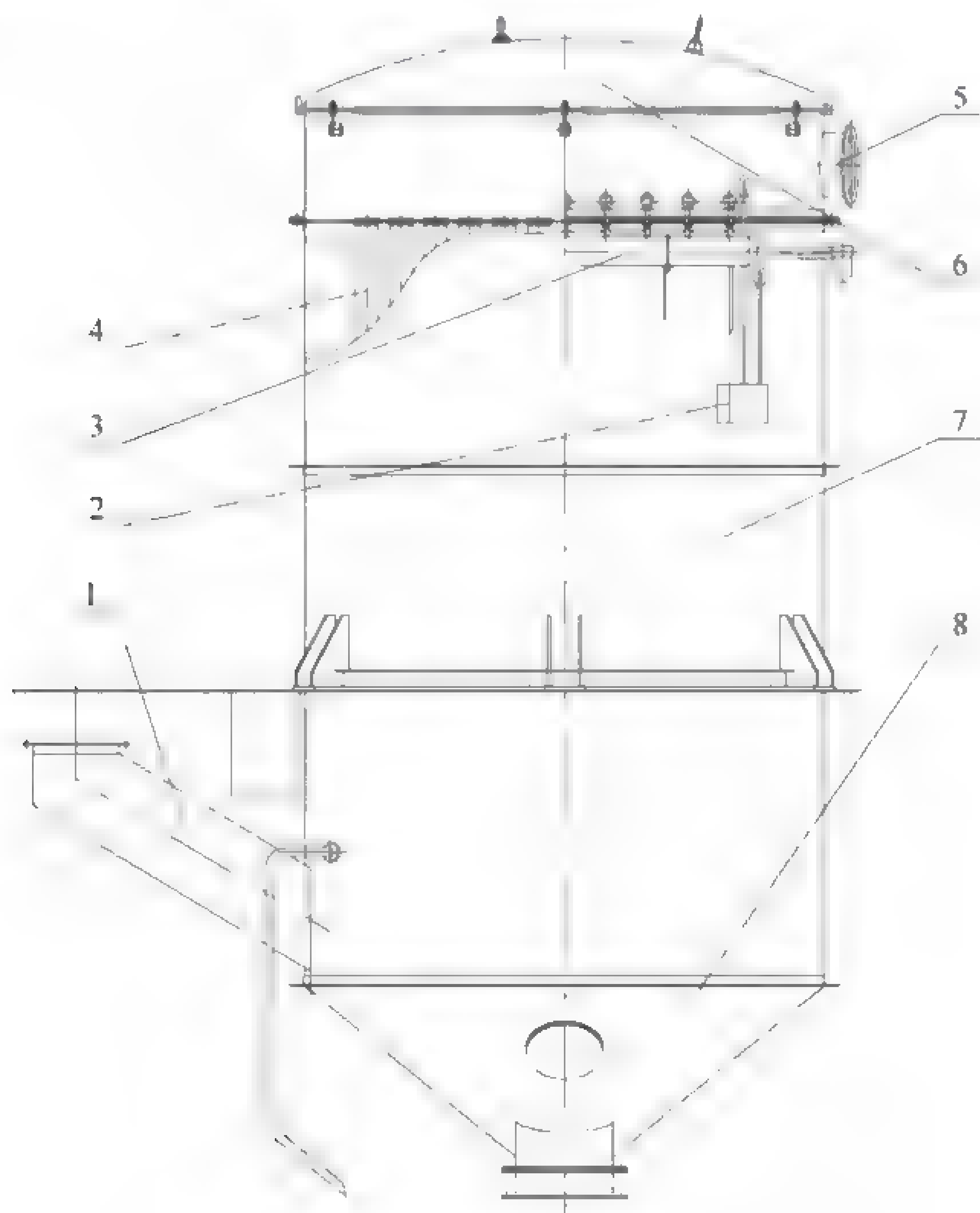


图31 8　脉冲袋式除尘器

1—进气口；2—控制器；3—气包；4—滤袋；5—净气出口；6—净气箱；7—除尘箱；8—集尘斗

根据所需处理的含尘风量参考产品目录选用。用于气力卸船机的袋滤器，由于其内部真空度较大，应采用圆筒形外壳的袋滤器。

4. 风机

风机是气力卸船机的气源机械。气力输送对风机的要求是：风量与风压能满足输送物料的要求，风压变化时风量变化要小，有少量粉尘通过时不会发生故障，经久耐用，便于维修等。

风机是气体输送机械和气体压缩机械的总称。按照气体升压分类，可分为通风机、鼓风机、压缩机三类。按照工作原理分类，可分为透平式和容积式两类。其中，透平式又分为离心式、轴流式、混流式；容积式又分为回转式和往复式。

风机的主要性能参数包括：流量、压力、转速、功率、气体介质。

1）离心式转风机

离心式转风机由进风口、叶轮、机壳、机架等部分组成。叶轮在蜗壳内高速旋转，空气被吸入到叶轮中心并由离心力的作用加速冲到外壳，使它加速之后再被压出。

叶轮的圆周速度与级数决定压力差的大小，叶轮的尺寸决定流量的大小。一方面，离心风机可以通过增加级数来加大压力差；另一方面，也可将两个单级离心风机串联起来，以达到一定的压力差，但效率有所降低。

离心风机可在较大的流量范围内得到相当稳定的压力差，通过调节挡板，就可以改变空气流量，也可较方便地实现自动控制。

离心风机的优点为：较小的风机尺寸能得到较大的风量；效率较罗茨风机高；改变风量较易实现，自动控制也较易实现；主机内部不需要润滑，输送空气中没有油分；不需安装除尘设备；高频噪声较易降低。其缺点为：部分载荷状态下，能量需求量大，有可能造成电动机过载；压力超过一定程度，会产生飞动现象；启动速度较慢；整机费用较高。

2）罗茨风机

罗茨风机是容积式回转风机的一种，由机壳和两个具有固定相位差的二叶（见图31-9(a)）或三叶（见图31-9(b)）转子组成，分卧式和立式两类。转子旋转时，转子与外壳间包含的空气随其体积的变化而被压缩排出。

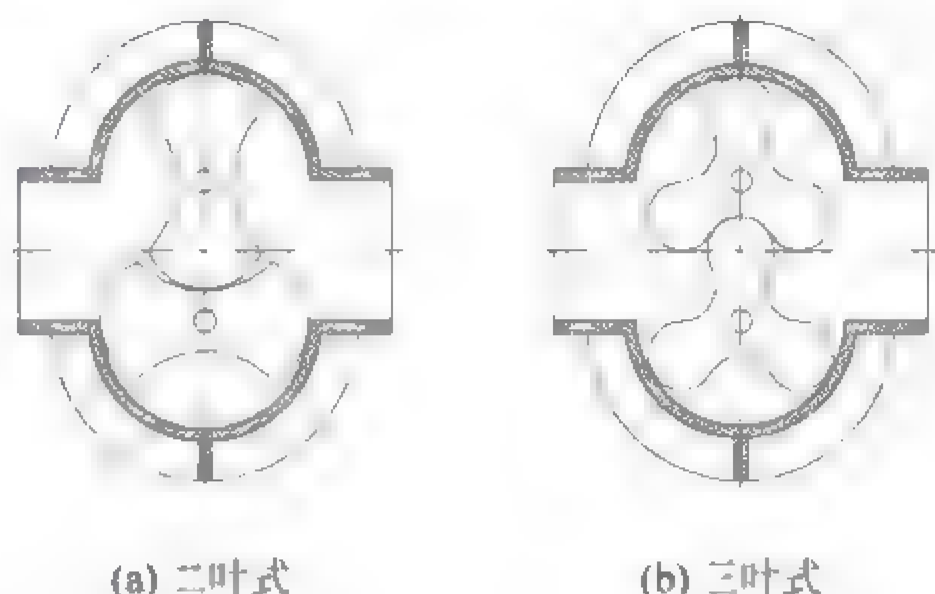

(a) 二叶式　　(b) 三叶式

图 31-9　罗茨风机

在转子与转子之间、转子与外壳之间留有0.2～0.6mm的间隙。空气从进口处的低压区进入到工作室内，由转子压至高压区，此后高压气体流回工作室，此回流引起了低频噪声。

转子与转子之间、转子与外壳之间存在着间隙，压损由此产生。压损值随着压差的增大而增大。三叶罗茨风机的叶轮所采用的型线与二叶罗茨风机相比，啮合更加完美，因而泄漏少，效率高，单位能耗降低5%～8%。此外，三叶转子将气腔分成多个基元容积，进、排气脉动更加平稳，有效地降低了气动噪声5～8dB(A)。

罗茨风机的流量与其几何尺寸、转速有关，如需改变风量，则需改变转速。这只能通过改变驱动装置或增加变频调速装置才能实现，费用昂贵。

罗茨风机的优点为：在整个工作压力范围内，不会产生飞动现象；部分载荷工况时，能耗较小；当升压变化时，流量变化很小；主机内部不需要润滑，输送空气中没有油分；整机振动较小；启动速度较快。其缺点为：部分载荷状态下，输送速度较大，输送管内的磨损及物料的破损较严重；需配备消声器降低低频噪声；由于转子间隙微小，对含尘气体敏感，需安装除尘器；改变风量较难，费用较高。

5. 消声器

为降低风机的噪声，通常在其进、排风管上装设消声器。消声器按原理可分为阻性消声、抗性消声和阻抗复合消声。气力卸船机的

风机可根据其噪声频谱选用合适的消声器。

阻性消声器是利用吸声材料来消声的，它具有良好的中高频消声性能。抗性消声器是利用管道内截面突变使沿管道传播的声波向声源方向反射回去而起到消声作用，它具有良好的低中频消声性能，结构也简单，但使用该消声器会因管道截面突变而产生一定的压力损失。阻抗复合式消声器综合了阻性消声器和抗性消声器的特点，消声量大，消声频带宽。

6. 减振器

风机运转时所产生的振动会传递给机架，为减小此振动，在风机—电动机机座下，应安设减振装置。目前国内可供选用的有JG型、WH型等橡胶剪切减振器，ZT型等阻尼弹簧减振器，WJ型、SD型、JD1型橡胶减振垫等系列产品。在设计减振装置时，对减振器的选择和布置应注意以下几点：

(1) 各减振器的载荷应力求均匀，以便采用相同型号的减振器，且在任何情况下不能超出该减振器的许用范围。一般减振器承受的载荷不仅与机组质量及质心位置有关，而且还取决于它本身的刚度即弹性系数。

(2) 当各支承点的载荷相差甚大，必须采用不同型号的减振器时，则应力求使它们的载荷在各自的许用范围内。此外，各减振器的挠度(下沉量)应力求相等。这不仅是机组处于水平状态的需要，也是达到减振要求的需要。

(3) 为获得良好的减振效果，减振装置的固有频率(f_n)与相应的扰动频率$\left(f=\frac{n}{60}\right)$之比应小于$1:\sqrt{2}$ $\left(一般选用\frac{1}{4.5}\sim\frac{1}{2.5}\right)$，式中$n$为机组转速，r/min。

(4) 为避免引起耦合振动，减振器的布置应尽量对称于机组的主惯性轴，或布置在包含机组质心的平面内，以使减振装置的刚度中心能和机组质心位于同一垂线或重合。

31.3　总体设计和主参数确定

在气力卸船机的总体设计中，需根据装卸工艺、制造工艺的要求，针对不同的适应船型、码头水工建筑、潮位等条件，合理地确定臂架俯仰角度、垂直臂和水平臂尺寸及其伸缩行程、臂架下铰点位置、工作机构速度等参数。这些参数确定得是否适当将直接影响卸船机对船舶作业的适应性、清舱量、能耗及总体尺寸，因此这是总体设计中的关键步骤。

31.3.1　臂架俯仰角度

臂架俯仰角度有最小俯仰角度和最大俯仰角度，在工作状态和非工作状态下又有不同的最小俯仰角度和最大俯仰角度。

(1) 工作状态下最小俯仰角度。为减小能耗，工作状态最小俯仰角度一般取0°～+5°。

(2) 非工作状态下最小俯仰角度。为将垂直管及吸嘴固定在岸上以便于其维修，水平臂需向下变幅，非工作状态下最小俯仰角度一般取−30°～−10°。

(3) 工作状态下最大俯仰角度。确定工作状态下最大俯仰角度时，应验算当船舱内的物料面处于最高面、臂架的工作俯仰角度为最大、水平管收缩到最小长度、垂直管收缩后到最短时吸嘴插入物料的深度。如吸嘴插入物料过深，则气力输送系统阻力过大，从而会降低气吸机的生产率，此时应对各相关参数作出适当调整，最终确定工作状态下的最大俯仰角度。

(4) 非工作状态下最大俯仰角度。确定非工作状态下最大俯仰角度时，应验算垂直管出舱时最不利的工况，即舱口围板顶面处于最高面时(货船空载、高潮位)垂直管是否可以顺利出舱。

为实现参数的合理匹配与最优化，需首先选择最佳的出舱点——当水平管伸出达到最大长度且垂直管位于舱口近岸侧时，垂直管最易从舱口内移出。如果垂直管不能出舱，则需适当调整臂架下铰点的高度，最终确定非工作状态下的最大俯仰角度。

31.3.2　水平管长度及伸缩距离

在确定水平管的长度时，应考虑水平管在

进行水平伸缩时与之相连的垂直管不应与舱口内壁相碰，参见图31-10。

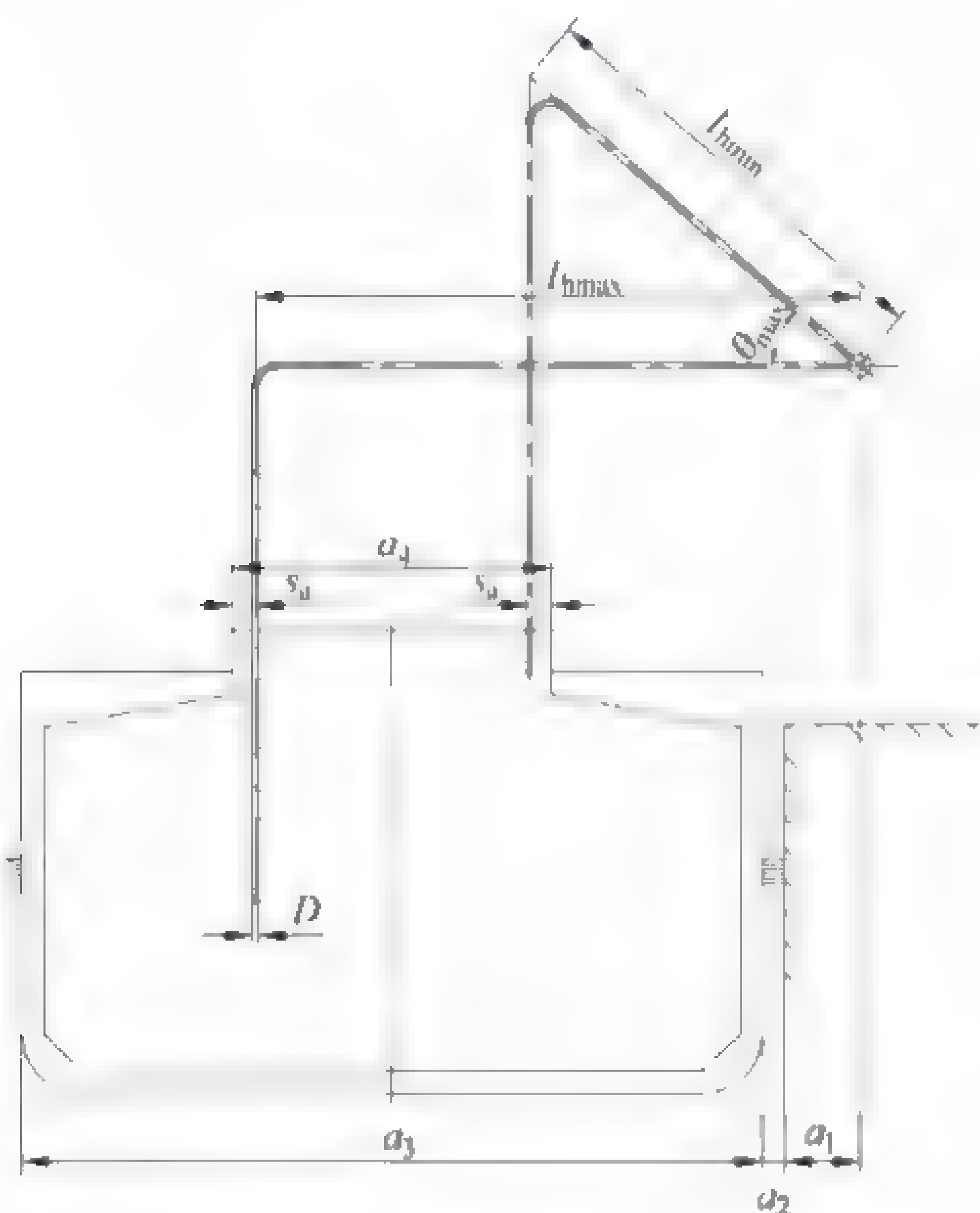


图31-10　水平管最大和最小长度工况图

1. 水平管最大长度

$$l_{hmax}=a_1+a_2+\frac{a_3+a_4}{2}-s_a-\frac{D}{2} \qquad (31\text{-}1)$$

式中：l_{hmax}——水平管最大长度，mm；

a_1——臂架下铰点与岸壁之间的水平距离，mm；

a_2——岸壁与船侧面之间的距离，mm；

a_3——船宽，mm；

a_4——舱口宽度，mm；

s_a——垂直管侧面与舱口围板侧面的最小水平安全距离，mm；

D——垂直管直径，mm。

2. 水平管最短长度

$$l_{hmin}=\frac{a_1+a_2+a_3/2-a_4/2+D/2+s_a}{\cos\theta_{max}} \qquad (31\text{-}2)$$

式中：l_{hmin}——水平管最短长度，mm；

θ_{max}——工作时的最大变幅角度。

3. 水平管伸缩行程

$$s_{水平}=l_{hmax}-l_{hmin} \qquad (31\text{-}3)$$

31.3.3　垂直管长度及伸缩距离

垂直管长度受到以下几何条件的约束：在船舱口围板顶面最高工况时垂直管能安全进出舱口；垂直管进出舱口时的角度不超过非工作状态最大角度；安装在垂直管端部的吸嘴可以在最低料面的工况下进行清舱作业；安装在垂直管端部的吸嘴插入最高料面的深度不超过允许值；垂直管伸缩行程不超过制造工艺的允许值。

以上约束条件中，最高舱口围板顶面高度、最高料面高度和最低料面高度这三个参数为基本参数，其与船型参数、码头参数、卸船工艺、被卸物料密度等均有关。

1. 最高舱口围板顶面高度

舱口围板顶面处于最高位置的工况如图31-11所示，其条件为：水位处于高潮位、货船空载。

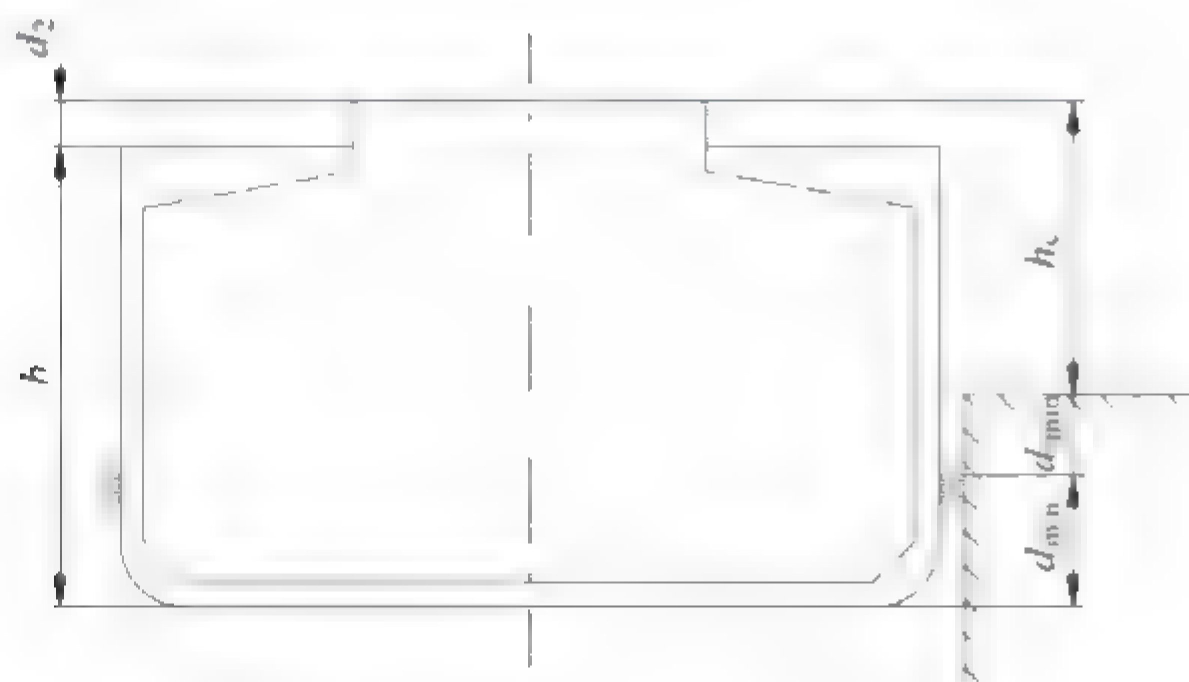


图31-11　舱口围板顶面处于最高位置工况图

$$h_c = b + d_2 - d_{1\min} - d_{\min} \quad (31\text{-}4)$$

式中：h_c ——最高舱口围板顶面相对码头地面的高度，mm；

b——舱深，mm；

d_2 ——舱口高度，mm；

$d_{1\min}$ ——码头地面与最高水位之间的距离，mm；

$d_{\min}$——空载吃水深度，mm。

2. 最高料面高度

物料面处于最高位的工况条件为：水位处于高潮位，货船内 $n-1$ 个舱内物料卸空，只有一个舱内的剩余物料为此舱原来物料的 γ 倍（$0 \leqslant \gamma < 1$），即大部分物料卸空状况，参见图 31-12。

$$h_h = d_{1\min} + d_{\min} + (d_{\max} - d_{\min})\frac{\gamma}{n} - a - \frac{\gamma D_w}{\rho L(a_3 - 2e)} \quad (31\text{-}5)$$

式中：h_h —最高料面相对码头地面的高度，mm；

a——船底厚度，mm；

$d_{\max}$——满载吃水深度，mm；

D_w —船舶载质量，t；

γ——舱内剩余物料占此舱内原有物料的重量比；

n——舱口个数；

a_3 ——船宽，mm；

e——船舱侧壁厚度，mm；

L —— n 个舱口总长度，mm；

ρ——物料密度，t/mm^3。

3. 最低料面高度

物料面处于最低面的工况条件为：水位处于低潮位，货船内一个舱内物料卸空，其余 $n-1$ 个舱内的剩余物料为此舱原来物料的 γ 倍（γ 值由卸船工艺决定），参见图 31-13。

$$h_l = d_{1\max} + d_{\min} + (d_{\max} - d_{\min})\frac{\gamma(n-1)}{n} - a \quad (31\text{-}6)$$

式中：h_l——最低料面（即空舱舱底面）相对码头地面的高度，mm；

$d_{1\max}$ —码头地面与最低水位之间的距离，mm。

4. 垂直管最大长度的确定

确定垂直管最大长度时应满足以下条件：垂直管吸嘴在物料面处于最低的工况下能够进行清舱作业。

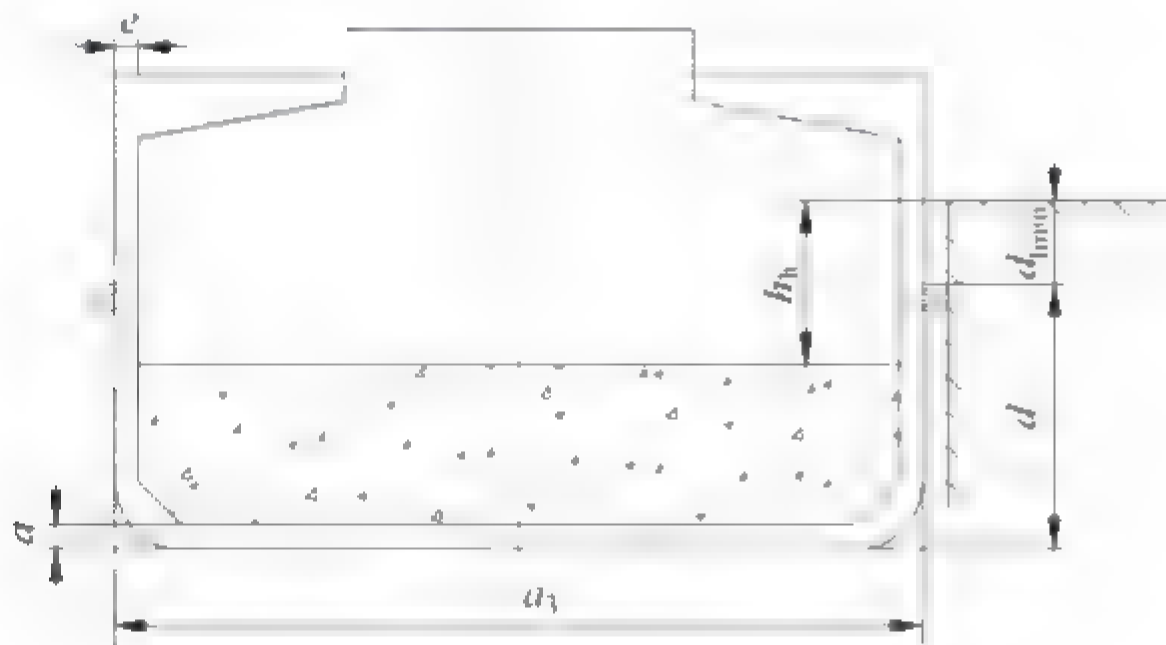


图 31-12　物料面处于最高位工况图

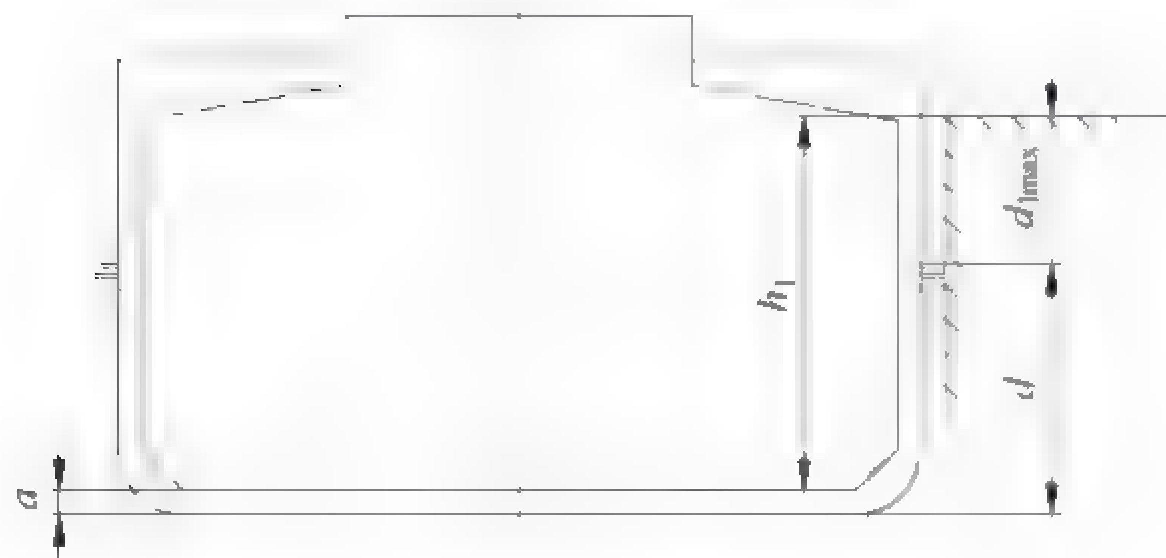


图 31-13　物料面处于最低面工况图

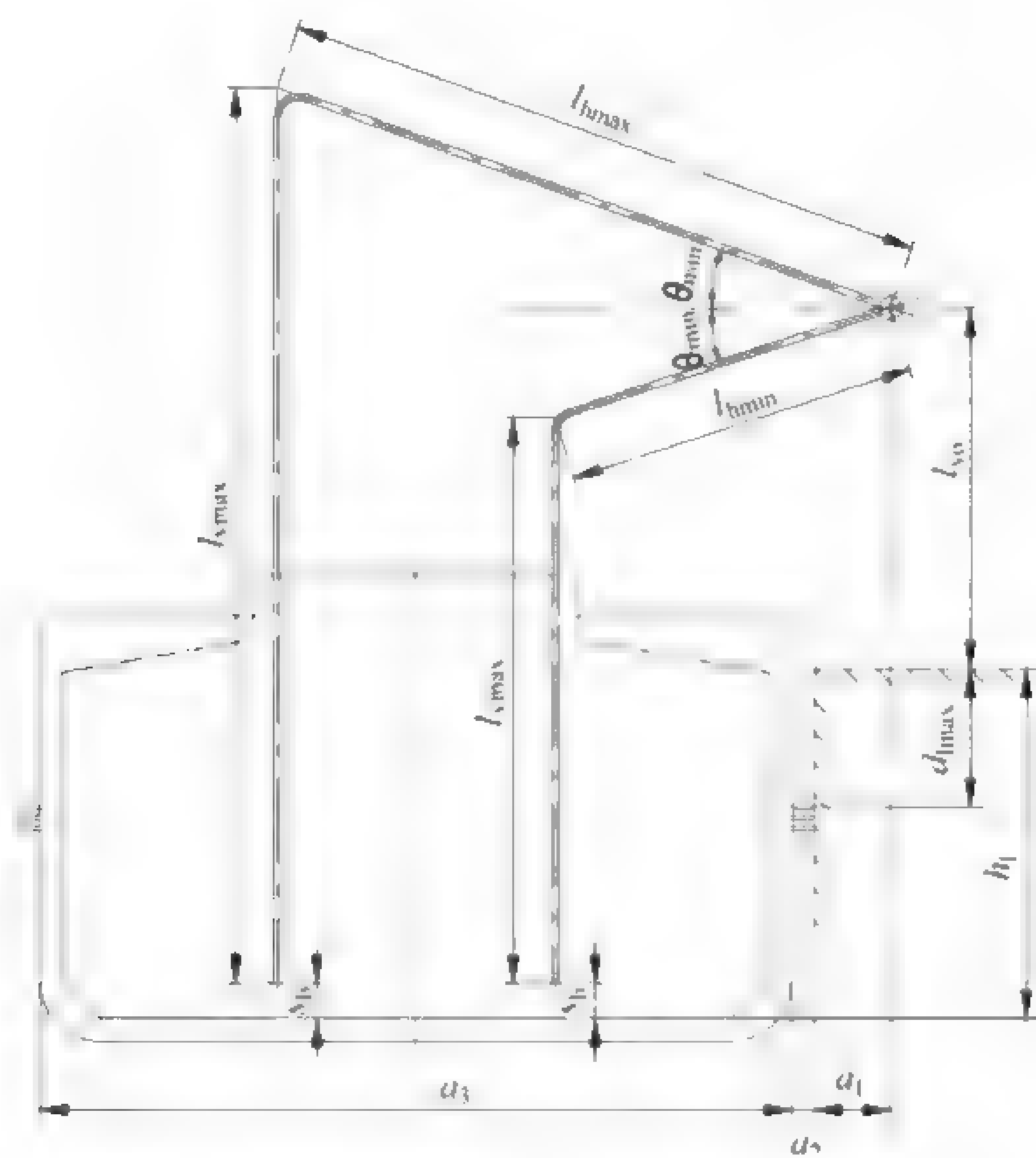


图 31-14 确定垂直管最大长度示意图

当料面最低、臂架工作变幅角度为最小时，吸嘴底部应能到达距离舱底 s_b 的高度，参见图 31-14。下面分别就 $\theta_{min}\leqslant 0$ 与 $\theta_{min}>0$ 两种情况加以分析。

1）最小工作变幅角度 $\theta_{min}\leqslant 0$

吸嘴底部应保证在水平臂伸缩过程中均可到达舱底。当 $\theta_{min}\leqslant 0$ 时，如果水平臂处于最短状态时吸嘴可以够到舱底，则水平臂在其余位置处时也可到达舱底，有

$$l_{vmax}=l_{vo}+h_l-s_b-l_{hmin}\sin\theta_{min} \tag{31-7}$$

式中：l_{vmax}——垂直臂最大长度，mm；

s_b——吸嘴底面距离舱底的最小垂直安全距离，mm。

2）最小工作变幅角度 $\theta_{min}>0$

同样地，如果水平臂处于最长状态时吸嘴可以够到舱底，则水平臂在其余位置处时也可到达舱底，有

$$l_{vmax}-l_{vo}+h_l-s_b+l_{hmax}\sin\theta_{min} \tag{31-8}$$

5. 垂直管最短长度及伸缩行程

1）垂直管伸缩行程

垂直管与水平管相似，均由内外两节套管组成。其中一节管为固定管，另一节管为活动管。

如图 31-15 所示，设垂直管伸缩行程为 s，当垂直管全缩时，其长度由 l_{v2} 与 s 两部分组成，l_{v2} 为固定管与活动管构造上允许的最小长度。当垂直管全伸时，其长度为 l_{vmax}。以上参数应符合下式：

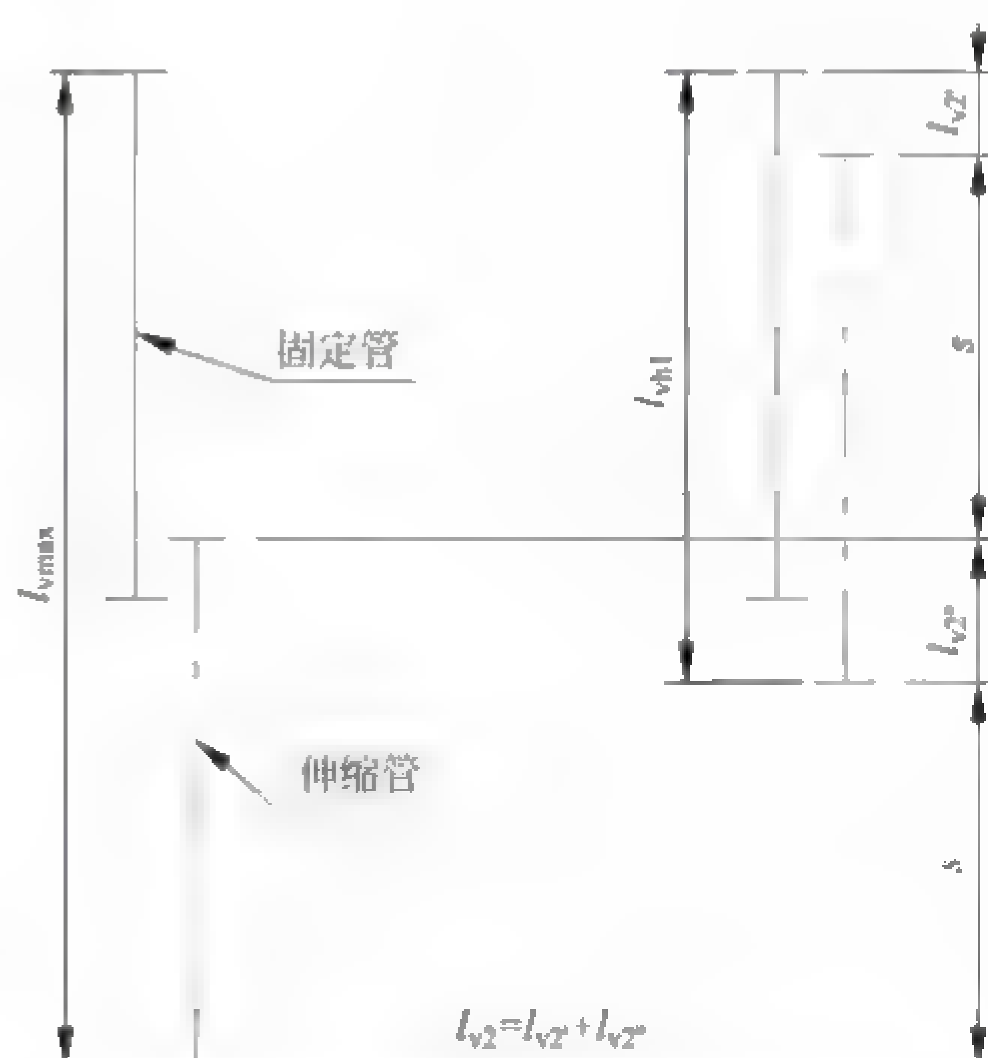


图 31-15 垂直管伸缩行程示意图

$$l_{\text{vmax}} - s \geqslant l_{v2} + s \qquad (31\text{-}9)$$

$$s < \frac{l_{\text{vmax}} - l_{v2}}{2} \qquad (31\text{-}10)$$

在实际制造过程中，垂直管伸缩行程受到制造工艺的限制，其尺寸不能超过一定的限值。设制造工艺允许的最大伸缩行程为 s_z，则 s 与 s_z 之间应满足关系式：

$$s \leqslant s_z$$

取 s_z 与 $\frac{l_{\text{vmax}} - l_{v2}}{2}$ 两者之间的较小值作为垂直伸缩行程 s 的最大值。

2）垂直管最小长度

$$l_{\text{vmin}} = l_{\text{vmax}} - s \qquad (31\text{-}11)$$

式中：l_{vmin}——垂直臂最小长度，mm；

s——垂直管伸缩行程，mm。

31.3.4　臂架下铰点位置

臂架下铰点位置由 a_1 与 l_{v0} 两个参数决定，a_1 为臂架下铰点与岸壁的水平距离；l_{v0} 为臂架下铰点与码头地面的垂直距离。从整机稳定性、轮压及整机构造的要求出发，可初步确定 a_1 与 l_{v0} 的原始值。

确定臂架下铰点的位置除需考虑以上约束条件外，还应考虑水平管在货船处于最高位置时不碰舱口围板顶面与船舷。当工作角度为最小值 $\theta_{\min}$ 时，易发生上述相碰情况。下面分别就 $\theta_{\min} \leqslant 0$ 与 $\theta_{\min} > 0$ 两种情况加以分析。

1. 最小工作变幅角度 $\theta_{\min} \leqslant 0$（见图 31-16）

为了避免水平管在水位处于高潮位、货船空载时与船舱围板顶面相碰，臂架下铰点与码头地面的垂直距离应满足下式：

$$l_{v0} \geqslant h_c + s_c - \left(a_1 + a_2 + \frac{a_3 - a_4}{2}\right)\tan\theta_{\min} \qquad (31\text{-}12)$$

式中：l_{v0}——臂架下铰点与码头地面的垂直距离，mm；

$\theta_{\min}$——工作时的最小变幅角度，(°)；

s_c——最小变幅角度时，水平管中心线到舱口围板顶面的最小安全距离，mm。

由上式可知，适当调节 a_1 值，可得到 a_1 与 l_{v0} 的最佳组合。

2. 最小工作变幅角度 $\theta_{\min} > 0$

当最小工作变幅角度 $\theta_{\min} > 0$ 时，需再分两种情况加以分析。

当 $\theta_{\min} < \theta$（见图 31-17）时，应考虑水平管在水位处于高潮位、货船空载时不与舱口围板顶面相碰；当 $\theta_{\min} \geqslant \theta$（见图 31-18）时，应考虑水平管在水位处于高潮位、货船空载时不与船舷相碰。

(1) 当 $\theta_{\min} < \theta$ 时

$$l_{v0} \geqslant h_c + s_c - \left(a_1 + a_2 + \frac{a_3 - a_4}{2}\right)\tan\theta_{\min} \qquad (31\text{-}13)$$

(2) 当 $\theta_{\min} \geqslant \theta$ 时

$$l_{v0} \geqslant h_c + s_c - d - (a_1 + a_2)\tan\theta_{\min} \qquad (31\text{-}14)$$

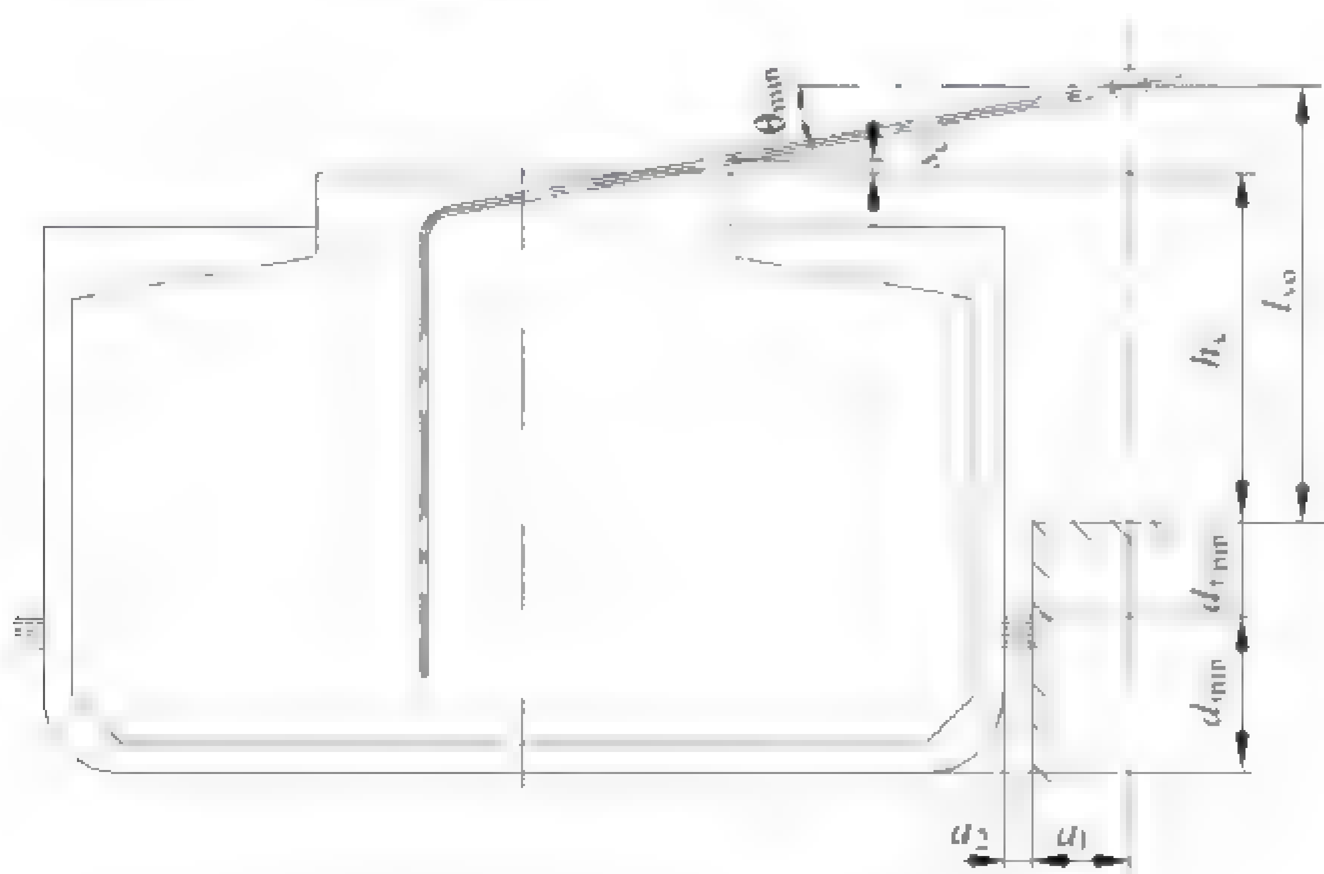


图 31-16　最小工作变幅角度 $\theta_{\min} \leqslant 0$

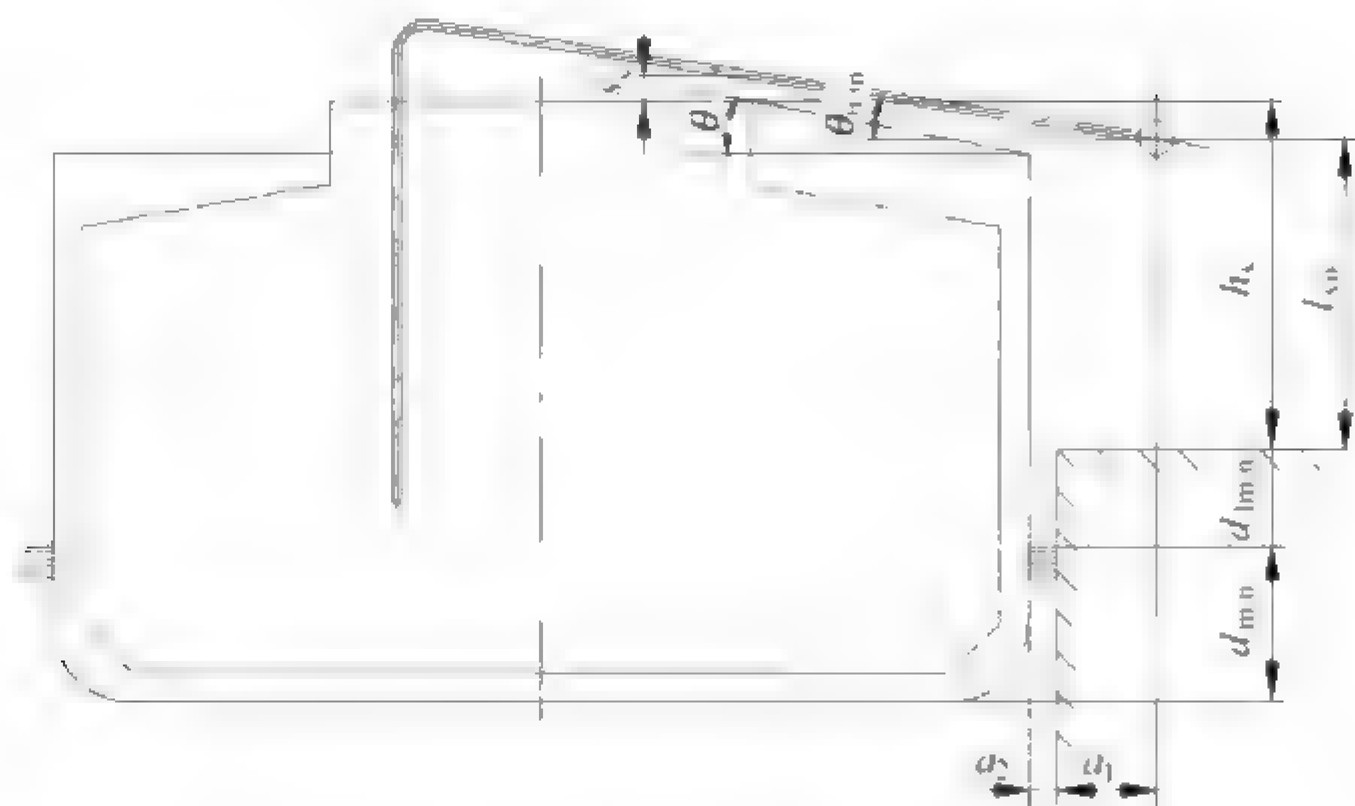


图 31-17　最小工作变幅角度 $\theta_{min}>0$ 且 $\theta_{min}<\theta$

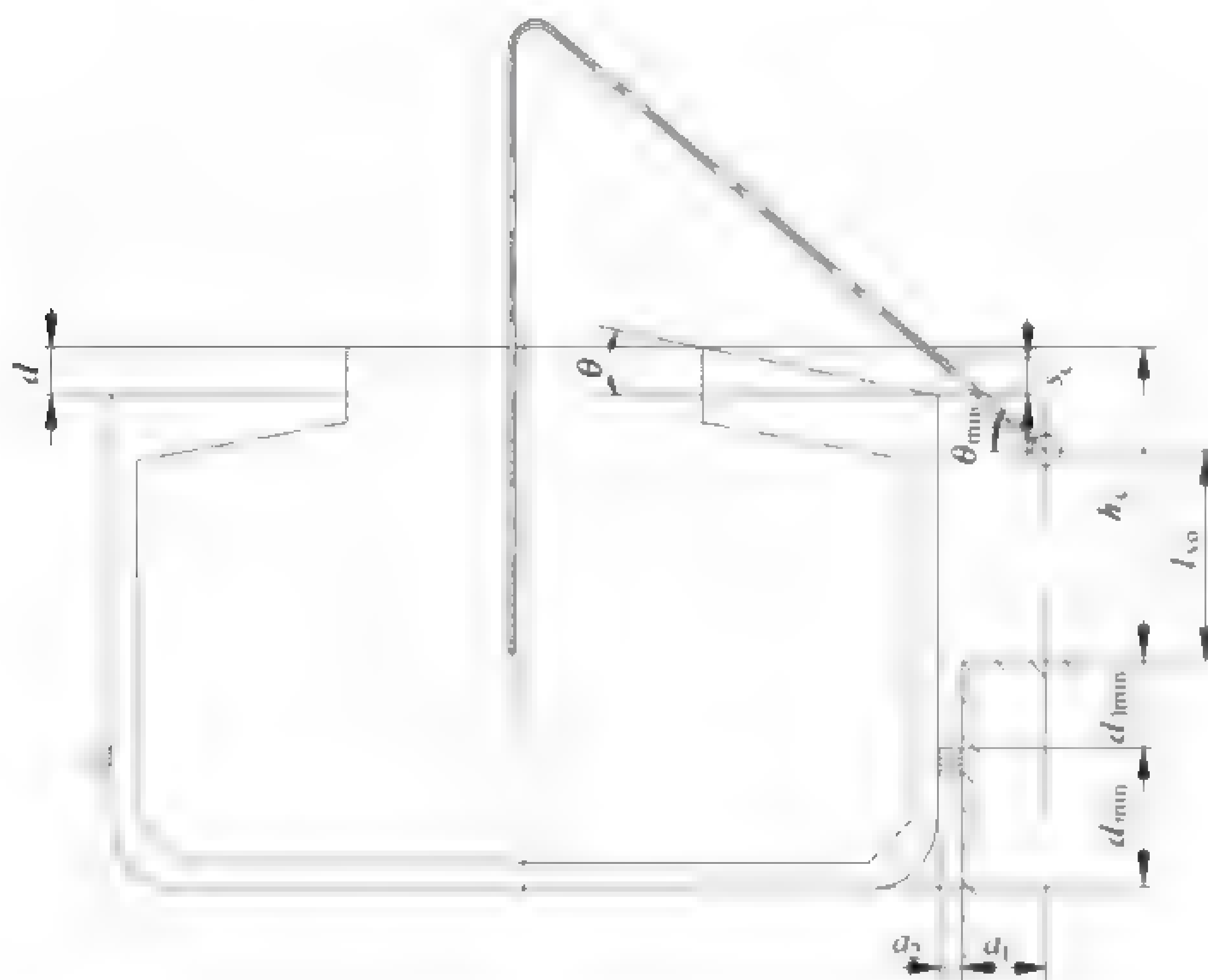


图 31-18　最小工作变幅角度 $\theta_{min}>0$ 且 $\theta_{min}\geqslant\theta$

在确定臂架后铰点的位置参数时，应综合考虑以上各方面因素。

31.3.5　工作机构速度

气力卸船机的工作机构主要有俯仰机构、回转机构、水平管伸缩机构、垂直管伸缩机构、大车行走机构。

俯仰机构的速度以吊臂头部速度为准，一般取 3～10m min，根据卸船机机型大小、所适应的船型大小而定。在卸船机机型小、所适应的船型小的情况下，选取较小值。

回转机构的旋转速度一般取值范围为 0.137～0.238r/min。

水平伸缩管机构的牵引速度取值范围为 4～8m/min。

垂直伸缩管机构的牵引速度取值范围为 3.5～8m/min。

大车行走机构速度取值范围为 11～26m/min。

31.3.6　气力输送系统的主要参数

1. 混合比

混合比是指单位时间内所输送的物料质量与同一时间内输送所需的空气质量之比，即

$$m=\frac{Q_m}{G} \qquad (31\text{-}15)$$

式中：Q_m——额定生产率，kg/h；

G——空气质量流量，kg/h。

混合比在设计时应综合各种因素，考虑已有经验和试验数据来确定。一般低真空吸送装置使用的混合比范围为1～10，高真空吸送装置则为10～40。

2．输送风速

通常根据物料悬浮速度来选定最小输送风速。对粒度均匀的物料，输送风速取悬浮速度的1.5～2.5倍即能正常输送；对粒度不均匀的物料，如按其最大或最小粒度来确定输送风速，会出现速度过高或过低的偏向。实践表明，由于小颗粒的速度比大颗粒的速度高，在输送时小颗粒粒流冲拥着大颗粒前进，因而取比按粒度分布比例占最多的最大颗粒的悬浮速度大一倍的气流速度就基本能保证物料的正常运输。例如粒度由粉状至200mm组成的统煤，其中粒度为7mm以下的占60%以上，测得粒度为7mm的颗粒群悬浮速度为9m/s，因此采用18～20m/s的风速即能正常运输。

在设计计算中，应根据最小输送风速来确定输料管起始段的内径。表31-1提供了部分物料输送风速的合理范围推荐值，其下限为合理输送风速，上限为最高容许输送风速。选用最小风速时还应综合管道系统的特点（输送距离及弯管数目）、风机压力、物料特性等因素而定。同时为可靠起见，在设计时应考虑由于某些部件使用后的磨损漏气、风机性能的变化等原因会使输送风速下降，故起始段的风速往往应选得比最小输送风速稍大一些。

表31-1　物料的悬浮速度与常用输送气流速度

物料名称	平均粒度/mm	悬浮速度/(m/s)	输送气流速度/(m/s)
稻谷	3.58	7.5	16～25
小麦	4～4.5	9.8～11	18～30
大麦	3.5～4.2	15～25	
糙米	长径5.0～6.9	7.7～9.0	15～25
籼米	长径6.4～9.3	9.4～9.6	
玉米	5～10.9	11～12.2	18～30
大豆	长径3.5～10	10	18～30
豌豆	6×5.5	15～17.5	20
花生	21×12	12～14	16
统煤	<1	2.3～3.5	18～40
	1～3	4～5.3	18～40
	3～5	4.2～6.8	18～40
	5～7	6～10.2	18～40
	7～10	7.3～10	18～40
	10～15	11～13.3	18～40
磷矿粉	<3.2	6.9～10.1	
尿素	0.8～2.5	8.7～9.4	
砂	35～100目/英寸²	6.8	25～35
水泥	—	0.223	9～25
熟石灰	65目/英寸²		26～30

在无合理输送风速经验数据情况下，可用下式估算：

$$v=0.001\alpha\sqrt{\gamma}+\beta L^2 \qquad (31\text{-}16)$$

式中：v——输送风速，m/s；

α——与被运送物料粒度有关的系数，见表31-2；

γ——物料密度，kg/m³；

β——与被运物料特性有关的系数，$\beta=(2\sim5)\times10^{-5}$，对于燥粉状物料取较小值；

L——输送距离，m。

对于$L\leqslant100$m的情况，式中第二项很小，可忽略不计。

3．输送风量

输料管起始段输送物料所需的风量Q_c由下式确定：

$$Q_c=\frac{1000Q}{m\rho_0} \qquad (31\text{-}17)$$

式中：Q_c——输料管起始段风量，m³/h；

Q——额定生产率，t/h；

ρ_0——标准状态下空气密度，$\rho_0=1.2$kg/m³。

表 31-2　α 系数值

物料品种	颗粒大小/mm	α 值	物料品种	颗粒大小/mm	α 值
灰状	0～1	10～16	细块状	10～20	20～22
均质粒状	1～10	16～20	中块状	40～80	22～25

在决定风机的风量 Q_b 时，应考虑上管道系统的漏气量。通常，叶轮式卸料器的漏气量占总风量的 10%～15%，除尘器约占 3%，其他管系约占 2%，系统总漏气量占总风量的 15%～20%。对高真空吸送系统，由于输送过程空气密度会发生变化，故风机进口处的风量必须进行换算，其换算关系为

$$Q_b = \frac{\rho_o}{\rho_b} Q_c (1 + c) \qquad (31\text{-}18)$$

式中：ρ_b——风机进口处空气密度，kg/m³；

c——考虑管道系统漏气的系数，一般取 0.12～0.2。

4. 输送管内径

输送管内径可按下式计算：

$$D_n = \sqrt{\frac{4Q_c}{3600\pi v_n}} \qquad (31\text{-}19)$$

式中：v_n——吸嘴起始风速，m/s。

5. 系统总压力损失

气吸系统总压力损失 Δp 为输料管中各项压损及各部件(包括吸嘴、分离器、除尘器、风管消声器等)压损的总和。

6. 风机压力

风机压力根据系统总压力损失，考虑 10%～20%的裕量，即

$$p_b = K_b \Delta p = (1.1 \sim 1.2)\Delta p \qquad (31\text{-}20)$$

7. 风机功率

风机所需功率可按下式计算：

$$P = \frac{Q_b H_b}{3600 \times 1000 \eta_d \eta_b} \qquad (31\text{-}21)$$

式中：P——风机功率，kW；

H_b——风机压缩 1m³ 气体所消耗的功，Pa，对于离心风机，$H_b = p_b$，对于罗茨风机，可按式(31-22)计算；

η_d——机械传动效率，电动机直接传动 $\eta_d = 1.0$，其他传动方式效率取 $\eta_d = 0.95 \sim 0.98$；

η_b——风机效率，取 0.6～0.8。

罗茨风机的压缩过程接近于绝热过程，其 H_b 可近似按下式确定：

$$H_b = \frac{K}{K-1} p_{ob} \left[\left(\frac{p_e}{p_{ob}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \qquad (31\text{-}22)$$

式中：K——绝热系数，对于空气，$K=1.4$；

p_e——风机出口处空气绝对压力，对于吸送系统 $p_e \approx p_o \approx 101325$Pa；

p_{ob}——风机进口处空气绝对压力，有

$$p_{ob} = p_o - p_b = 101325 - p_b \qquad (31\text{-}23)$$

p_o——标准状态下空气压力，$p_o = 101325$Pa。

31.4 典型产品主要参数

国内港口典型吸粮机性能参数见表 31-3。国外港口典型吸粮机性能参数见表 31-4。

表 31-3　国内港口典型吸粮机性能参数

名称		JXL-80 型吸粮机	150t/h 吸粮机	XLS250 吸粮机	XLS400 吸粮机
输送物料		稻、麦、豆	谷物	小麦、玉米	小麦、玉米
生产率/(t/h)		80	150	250	400
气源	风机	D36X40-40/3500 型罗茨风机 1 台	LGA00-5000-1 型罗茨风机 3 台	D60X48-120/5000 型罗茨风机 2 台	D60X78-200/5000 型罗茨风机 2 台
	风量/(m³/min)	40	80	120	200
	风压/kPa	35	50	50	50

续表

<table>
<tr><th colspan="3">名称</th><th>JXL-80 型吸粮机</th><th>150t/h 吸粮机</th><th colspan="2">XLS250 吸粮机</th><th colspan="3">XLS400 吸粮机</th></tr>
<tr><td rowspan="3">主机</td><td colspan="2">型号</td><td>JO_2 81 4</td><td>JS125-8</td><td colspan="2">JS126 6</td><td colspan="3">JS136 6</td></tr>
<tr><td colspan="2">功率/kW</td><td>40</td><td>95</td><td colspan="2">155</td><td colspan="3">240</td></tr>
<tr><td colspan="2">转速/(r/min)</td><td>1470</td><td>750</td><td colspan="2">960</td><td colspan="3">960</td></tr>
<tr><td rowspan="2">吸嘴</td><td colspan="2">形式</td><td>507 型双筒转动式</td><td>双筒喇叭口式</td><td colspan="2">507 型双筒式</td><td colspan="3">507 型双筒式</td></tr>
<tr><td colspan="2">内径/mm</td><td>ϕ172</td><td>ϕ250</td><td colspan="2">ϕ241</td><td colspan="3">ϕ309</td></tr>
<tr><td rowspan="6">输料管</td><td rowspan="2">管径/m</td><td>始端</td><td>ϕ172</td><td>ϕ250</td><td colspan="2">ϕ241</td><td colspan="3">ϕ309</td></tr>
<tr><td>终端</td><td>ϕ207</td><td>—</td><td colspan="2">ϕ270</td><td colspan="3">ϕ381</td></tr>
<tr><td rowspan="2">管长/m</td><td>垂直管</td><td>5.7</td><td>16</td><td colspan="2">24.3</td><td colspan="3">24</td></tr>
<tr><td>水平管</td><td>6.6</td><td>16</td><td colspan="2">16.8</td><td colspan="3">21(长管),16(短管)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">伸缩行程/m</td><td>垂直</td><td>—</td><td>—</td><td colspan="2">6</td><td colspan="3">6</td></tr>
<tr><td>水平</td><td>2.5</td><td>—</td><td colspan="2">—</td><td colspan="3">7.5</td></tr>
<tr><td colspan="3">铰接弯管形式</td><td>柱铰式</td><td>皮碗式</td><td colspan="2">柱铰式</td><td colspan="3">柱铰式</td></tr>
<tr><td rowspan="2">分离器</td><td colspan="2">形式</td><td>容积式</td><td>容积式</td><td colspan="2">容积式</td><td colspan="3">容积式</td></tr>
<tr><td colspan="2">筒体直径×有效长度/(m×m)</td><td>ϕ1500×1800</td><td>ϕ3500</td><td colspan="2">ϕ2300</td><td colspan="3">ϕ3000×6016</td></tr>
<tr><td rowspan="2">卸料器</td><td colspan="2">形式</td><td>叶轮式</td><td>叶轮式</td><td colspan="2">叶轮式</td><td colspan="3">叶轮式</td></tr>
<tr><td colspan="2">叶轮直径×有效长度/(m×m)</td><td>ϕ520×550</td><td>ϕ800×1140</td><td colspan="2">ϕ700</td><td colspan="3">ϕ800×900</td></tr>
<tr><td colspan="3">消音设备</td><td>消音弯管+消声舱</td><td>消声室</td><td colspan="2">消声器+隔音间</td><td colspan="3">消声器+隔音间</td></tr>
<tr><td rowspan="2">除尘器</td><td colspan="2">第一级</td><td>双筒并列离心式</td><td>DF 型离心式</td><td colspan="2">离心式</td><td colspan="3">上揭盖袋式滤尘器</td></tr>
<tr><td colspan="2">第二级</td><td>—</td><td>扩散式离心式</td><td colspan="2">上揭盖袋式滤尘器</td><td colspan="3"></td></tr>
<tr><td rowspan="4">回转机构</td><td colspan="2">回转速度/(r/min)</td><td>0.238</td><td>—</td><td colspan="2">0.157</td><td colspan="3">0.137</td></tr>
<tr><td colspan="2">电机功率/kW</td><td>3</td><td>5.5</td><td colspan="2">4</td><td colspan="3">5.5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">传动</td><td>形式</td><td>蜗轮蜗杆</td><td></td><td>减速器</td><td>蜗轮蜗杆</td><td>齿轮减速器</td><td>齿轮</td><td>蜗轮蜗杆</td></tr>
<tr><td>速比</td><td>40</td><td>—</td><td>187</td><td>50</td><td>40.17</td><td>2.5</td><td>70</td></tr>
<tr><td rowspan="4">俯仰机构</td><td colspan="2">臂端变幅速度/(m/min)</td><td>3</td><td>—</td><td colspan="2"><10</td><td colspan="3">6</td></tr>
<tr><td colspan="2">电机功率/kW</td><td>2.8</td><td>11</td><td colspan="2">11</td><td colspan="3">30</td></tr>
<tr><td rowspan="2">传动</td><td>形式</td><td>蜗轮蜗杆</td><td>—</td><td colspan="2">减速器</td><td colspan="3">齿轮减速器</td></tr>
<tr><td>速比</td><td>40</td><td>—</td><td colspan="2">47</td><td colspan="3">23.34</td></tr>
<tr><td rowspan="4">卸料器</td><td colspan="2">转速/(r/min)</td><td>50</td><td>20</td><td colspan="2">20.3</td><td colspan="3">20.9</td></tr>
<tr><td colspan="2">电机功率/kW</td><td>4.5</td><td>7.5</td><td colspan="2">5.5</td><td colspan="3">5.5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">传动</td><td>形式</td><td>蜗轮蜗杆</td><td>—</td><td>减速器</td><td>齿轮</td><td>减速器</td><td colspan="2">链传动</td></tr>
<tr><td>速比</td><td>30</td><td>14.59</td><td>47</td><td>1.5</td><td>40.17</td><td colspan="2">1.785</td></tr>
<tr><td rowspan="4">行走机构</td><td colspan="2">行走速度/(m/min)</td><td></td><td>11</td><td colspan="2">15.8</td><td colspan="3">26.6</td></tr>
<tr><td colspan="2">电机功率/kW</td><td></td><td></td><td colspan="2">4×7.5</td><td colspan="3">4×7.5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">传动</td><td>形式</td><td></td><td></td><td>蜗轮减速器</td><td>齿轮</td><td colspan="2">蜗轮减速器</td><td>齿轮</td></tr>
<tr><td>速比</td><td></td><td></td><td>20</td><td></td><td colspan="2">20</td><td>3.06</td></tr>
</table>

表 31-4 国外港口典型吸粮机参数表

国别			日本		德国		荷兰		
生产率/(t/h)			400（大豆）	600（大豆）	400（谷物）	600（谷物）	500（谷物）	800（谷物）	1000（谷物）
形式			电动行走式（双管）	电动行走式（双管）	浮式(2系统4管)	电动行走式(单管)	浮式（双管）	行走式（双管）	行走式（双管）
输送距离/m	水平		32	约25.5	18	约25	—	28	—
	垂直		31	21	30	—	—	30	—
工作船型/DWT			—	—	30000～55000	≤40000	80000	≤200000	≤200000
行走机构	轨距/m		9	9	—	13	—	—	—
	轮数		—	海陆侧各16	—	海侧10，陆侧8	—	—	—
	速度/(m/min)		—	15					
	功率/kW		—	4×11					
俯仰机构	吊臂头部速度/(m/min)		10	10					
	角度/(°)	作业时	0～+45	0～+40			臂架俯仰角度近30		
		非作业时	−27～+75	+32～+75					
	功率/kW		—	2×30					
回转机构	吊臂头部速度/(m/min)		15	0.062r/min					
	角度/(°)	向内	45	50			臂架水平旋转约180		
		向外	90	180					
	功率/kW		—	2×1.5					
垂直伸缩装置	形式		钢丝绳牵引	钢丝绳牵引	—	钢丝绳牵引	液压系统	钢丝绳牵引	钢丝绳牵引
	伸缩长度/m		5	6	—	12	7.5	11	—
	伸缩速度/(m/min)		4	3.5					
	功率/kW		—	2.22					
水平伸缩装置	形式		钢丝绳牵引	钢丝绳牵引	—	钢丝绳牵引	液压系统	钢丝绳牵引	钢丝绳牵引
	伸缩长度/m		10	12		10.5	9	14	
	伸缩速度/(m/min)		4	4					
	功率/kW		—	2×7.5					
卸料器	形式		叶轮式	叶轮式	叶轮式	叶轮式	主：双阀门式 副：叶轮式	叶轮式	叶轮式
	功率/kW			2×7.5					

续表

国别	日本		德国		荷兰		
风机	250kW 罗茨风机 2台	550kW 罗茨风机 2台	287kW 罗茨风机 2台	730kW 罗茨风机 1台	罗茨风机	罗茨风机 2台	680kW 罗茨风机 2台
特点	分离器袋滤器一体，全回转结构，带5t吊钩，设有消声器、减振器、隔声隔振机房	分离器袋滤器一体，卸料器反转防卡，无线电遥控，球铰代替软管	分离器袋滤器一体，设有自动秤	分离器袋滤器一体，设有自动秤，有线遥控，12t桅杆吊	主臂架设于塔架顶部，有配重，设有可伸缩取料臂，配有小型气吸系统清舱，7.5t起重机	分离器袋滤器一体	分离器袋滤器一体

31.5　技术标准与规范

气力卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护等应遵循或参考表31-5中标准规范。

表31-5　气力卸船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 14741—2009	《港口吸粮机》
2	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
3	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
4	GB/T 13561.2—2008	《港口连续装卸设备安全规程　第2部分：气力卸船机》
5	GB/T 13561.3—2009	《港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机》
6	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械》
7	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第32章

波状挡边带式卸船机

32.1 概述

32.1.1 机型特点

波状挡边带式卸船机采用一条波状挡边输送带完成物料的垂直提升与水平输送，省掉了两臂架之间复杂的转接料装置，因此与其他机械式连续卸船机相比，整机具有自重轻、能耗低、磨损小、噪声低、封闭输送无扬尘、维护容易、结构紧凑、物料破损少、作业效率高等优点。波状挡边带式卸船机与其他几种机械式连续卸船机性能对比见表32-1。

32.1.2 应用范围

波状挡边带式卸船机的作业物料为小麦、大豆、大豆粕、粗糖、石灰、水泥、岩盐、磷酸盐、化肥等流动性较好的物料，国外也有用于煤炭（最大粒度150mm）、矿石卸船作业的。目前国内该机型全部用于散粮卸船作业。

目前用于散粮卸船作业的波状挡边带式卸船机最大生产率约为1000t/h，自重一般为300～400t，能耗在0.22～0.25(kW·h)/t之间，作业效率约为85%。

32.1.3 国外发展现状

波状挡边带式卸船机是20世纪80年代初发展起来的新型散货连续卸船机型，其研发工作以欧洲和日本企业为主。

原德国苏尔茨公司（Scholtz，现更名为Trellex Flexowell公司）于20世纪60年代初首次研制成功波状挡边输送带，并以波状挡边输送带而闻名于世。该公司1981年与德国曼内斯曼集团合作，研制成功世界上第一台波状挡边带式卸船机，生产率为1100t/h，用于德国Emden钢厂进行海绵铁的卸船作业，适应船型为10000DWT。

表32-1 几种机械式连续卸船机性能对比

性能参数＼机型	波状挡边带式卸船机[①]	压带式卸船机	螺旋式卸船机	埋刮板式卸船机	链斗式卸船机
自重	100	100	120	130	180
设备购置费	100	110	120	130	150
单位能耗/(kW·h)	0.22	0.25	0.90	0.34	0.30
舱底残余量/mm	约200	约200	400～800	约500	100～150

① 单位能耗和舱底残余量与取料装置有关，表中数据系指采用叶轮取料装置。

② 假定波状挡边带式卸船机的自重、设置购置费为基数100。

瑞士布勒公司(Buhler)是一家较大规模的港机生产厂家，以研发埋刮板式卸船机为主。1981年与德国美阿格公司(MIAG)合并。1984年4月布勒-美阿格公司继苏尔茨公司之后，成为第二家成功开发波状挡边带式卸船机的厂家。该公司开发的首台1000t/h(谷物)波状挡边带式卸船机采用旋转滚筒式取料装置，用于西班牙塔拉贡纳港，适应船型30000DWT。除接卸谷物外，该机型还用于煤炭、矿石、磷酸盐和化肥等物料的接卸作业，生产率有所降低。

日本石川岛公司(IHI)于1983年研制成功第一台400t/h波状挡边带式卸船机，用于日本北海道，适应船型为10000DWT，带速2.2m/s。其最大特点是臂架系统采用三节臂架铰接结构。日本三菱公司(Mitsubishi)于1984年推出一台250t/h的波状挡边带式卸船机试验机，其卸船机采用埋刮板取料装置，清舱工作量较大。日本日立公司(Hitachi)于20世纪80年代初期开始研究波状挡边带式卸船机，1984年向用户提供第一台250t/h波状挡边带式卸船机。此后，日立公司以其强大的技术力量和雄厚的资金支持，迅速成为波状挡边带式卸船机的主要生产厂家，研制成功200，250，500，550/500，600，750，800，1000t/h等系列机型。目前已生产数十台波状挡边带式卸船机，最大生产率为1000t/h，最大对象船为60000DWT。

32.1.4　国内研发情况

20世纪90年代，交通运输部水运科学研究院与原上海港机重工有限公司等单位联合开展相关研究工作，研制成功了800t/h波状挡边带式卸船机(见图32-1)。该机型采用双臂架结构形式，用于防城港散粮码头的卸船作业。

另外，原上海港机重工有限公司还与日本日立公司合作完成了250，550/500t/h波状挡边带式卸船机，分别用于大连日清制油有限公司和连云港散粮码头。大连重工·起重集团有限公司与日本三菱公司合作研制了600t/h波状挡边带式卸船机，用于秦皇岛港散粮码头，如图32-2所示。



图32-1　防城港波状挡边带式卸船机

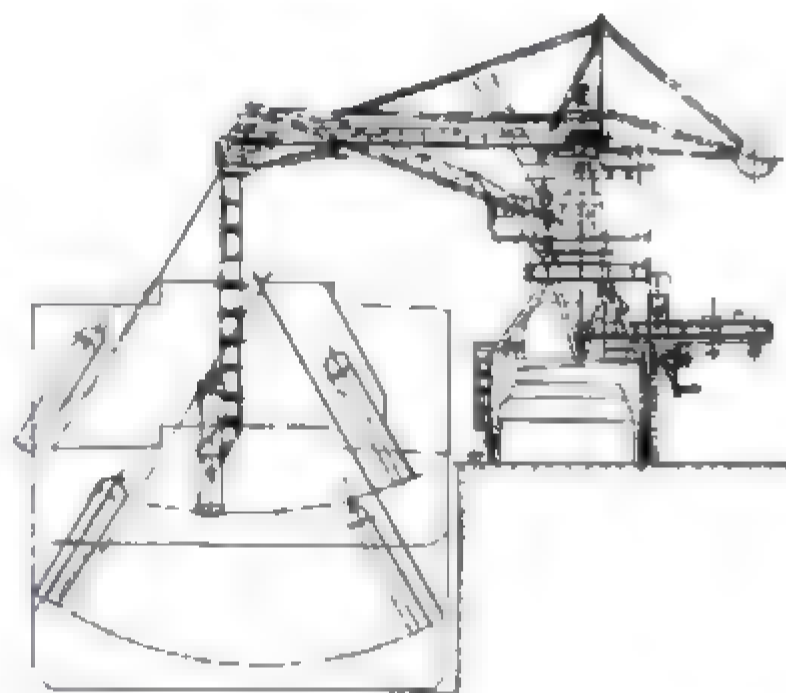


图32-2　秦皇岛港波状挡边带式卸船机

最近十几年，由于国内港机行业改革重组和散粮码头建设相对饱和，波状挡边带式卸船机产品得到研发和推广应用较少。

32.1.5　机型分类

波状挡边带式卸船机的结构形式较为复杂，分类方法较多。

按照臂架结构形式可分为两节臂架(垂直臂架和水平臂架)结构形式和三节臂架(垂直臂架、水平臂架和中间臂架)结构形式。其中只有日本石川岛公司研制的波状挡边带式卸船机采用三节臂架结构形式，其余均为双臂架结构形式。

波状挡边输送带自身不能取料，必须设置专门的取料装置。按照取料装置的类型，可以分为叶轮取料装置、埋刮板式取料装置、悬链斗式取料装置和旋转滚筒式取料装置等几种类型。

按照垂直提升和水平输送共用的波状挡边带式输送机的类型，可以分为两大类：

(1) 不带覆盖带的，如日本日立公司研制的

波状挡边带式卸船机，其采用特殊TC形横隔板的波状挡边输送带，卸船机结构简单，但波状挡边输送带成本很高，物料输送量波动较大；

(2)带覆盖带的，如日本三菱公司研制的波状挡边带式卸船机，其采用T形或普通TC形横隔板的波状挡边输送带，卸船机结构形式较为复杂，但物料输送量相对稳定。图32-3中分别表示带与不带覆盖带的波状挡边带式输送机。下面重点介绍采用叶轮取料装置、不带覆盖带的两节臂架波状挡边带式卸船机。

32.2 整机结构形式及工作原理

32.2.1 整机结构形式

波状挡边带式卸船机是一种机械式连续卸船机械，具有由两节或三节构成、可以摆动和俯仰的臂架，整机可以沿码头前沿轨道行走。卸船机采用一条波状挡边输送带完成物料的垂直提升与水平输送，防止中间转接物料时的撒料和扬尘，降低设备自重。

有的波状挡边带式卸船机上还带有连续式装船机和小吊机，构造复杂，功能较多，被称为"变形金刚"。

卸船机附带的连续式装船机一般支承在卸船机靠近海侧门腿的转台上，由水平臂架、伸缩溜筒等组成。水平臂架具有俯仰和回转功能。

小吊机一般为单臂架形式，支承在卸船机上转架的一侧，主要用于吊运清舱机械和辅助清舱，以及为卸船机自身的维护保养提供服务等。它由转架、臂架、起升机构、变幅机构、回转机构等部分组成。

32.2.2 整机组成

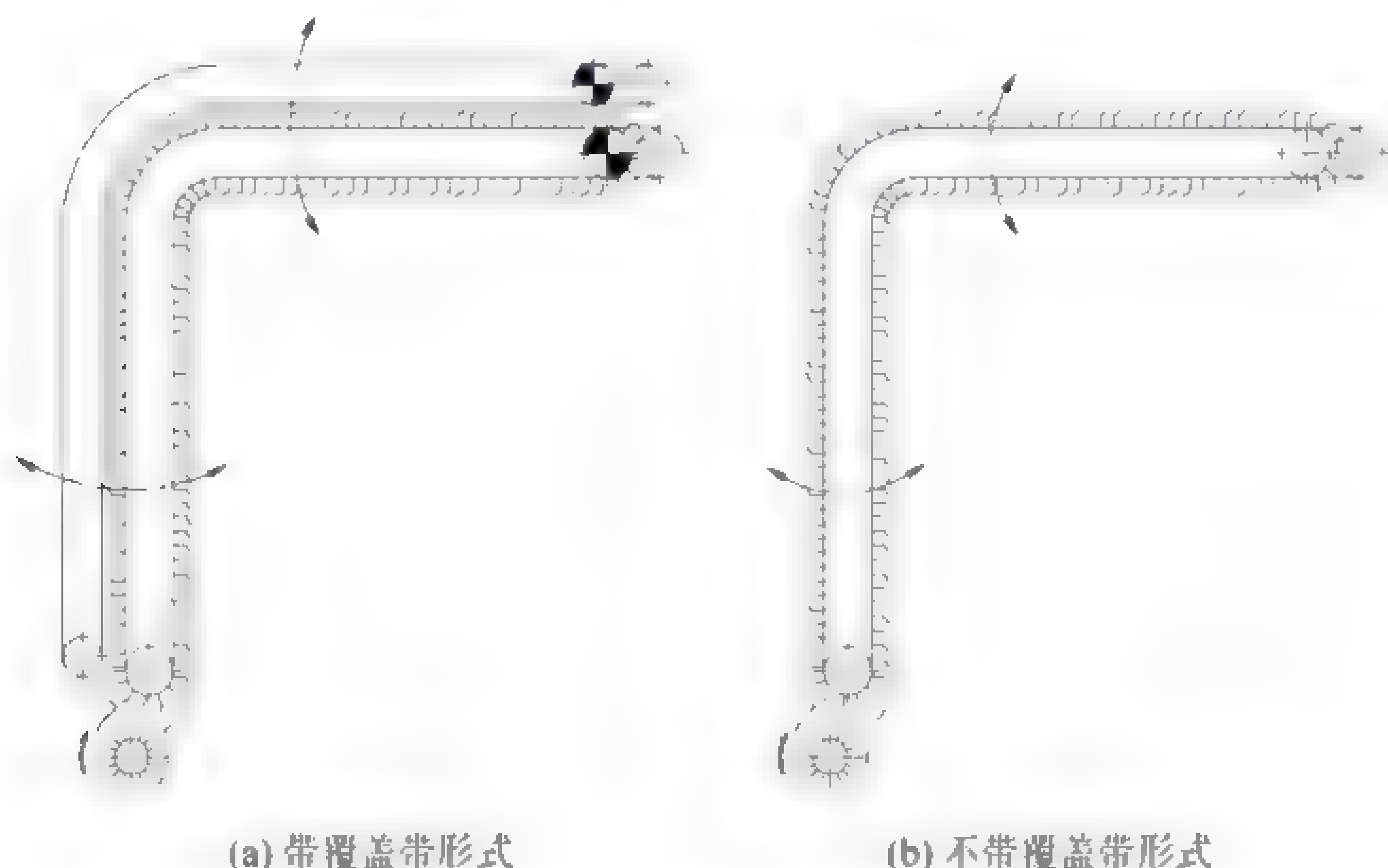
以图32-1所示的800t/h波状挡边带式卸船机为例，整机由以下部分组成：垂直臂架、水平臂架及后配重、波状挡边带式输送机、取料装置、转台、门架、回转机构、运行机构、防爬器、司机室-机器房、机内溜筒、机上输送机及支承底架、卸料小车、清舱卸料漏斗、梯子平台、液压系统、润滑系统、除尘系统、电气传动与控制系统等。其中转台为整体焊接结构。转台的左侧为司机室-机器房总成，右侧为10t-21m小吊机。整机结构如图32-4所示。

32.2.3 各部分特点与工作原理

1. 金属结构

波状挡边带式卸船机的主要金属结构包括门架、转台、水平臂架、垂直臂架和机上输送机支承底架等。

门架为采用型钢和箱形截面梁焊接而成的空间刚架结构，由海侧门腿、陆侧门腿、上横梁和立柱组成。上横梁内空间尺寸较大，兼做电气房。上横梁的上部为立柱，因为机上输送



(a) 带覆盖带形式　　(b) 不带覆盖带形式

图32-3 波状挡边带式输送机

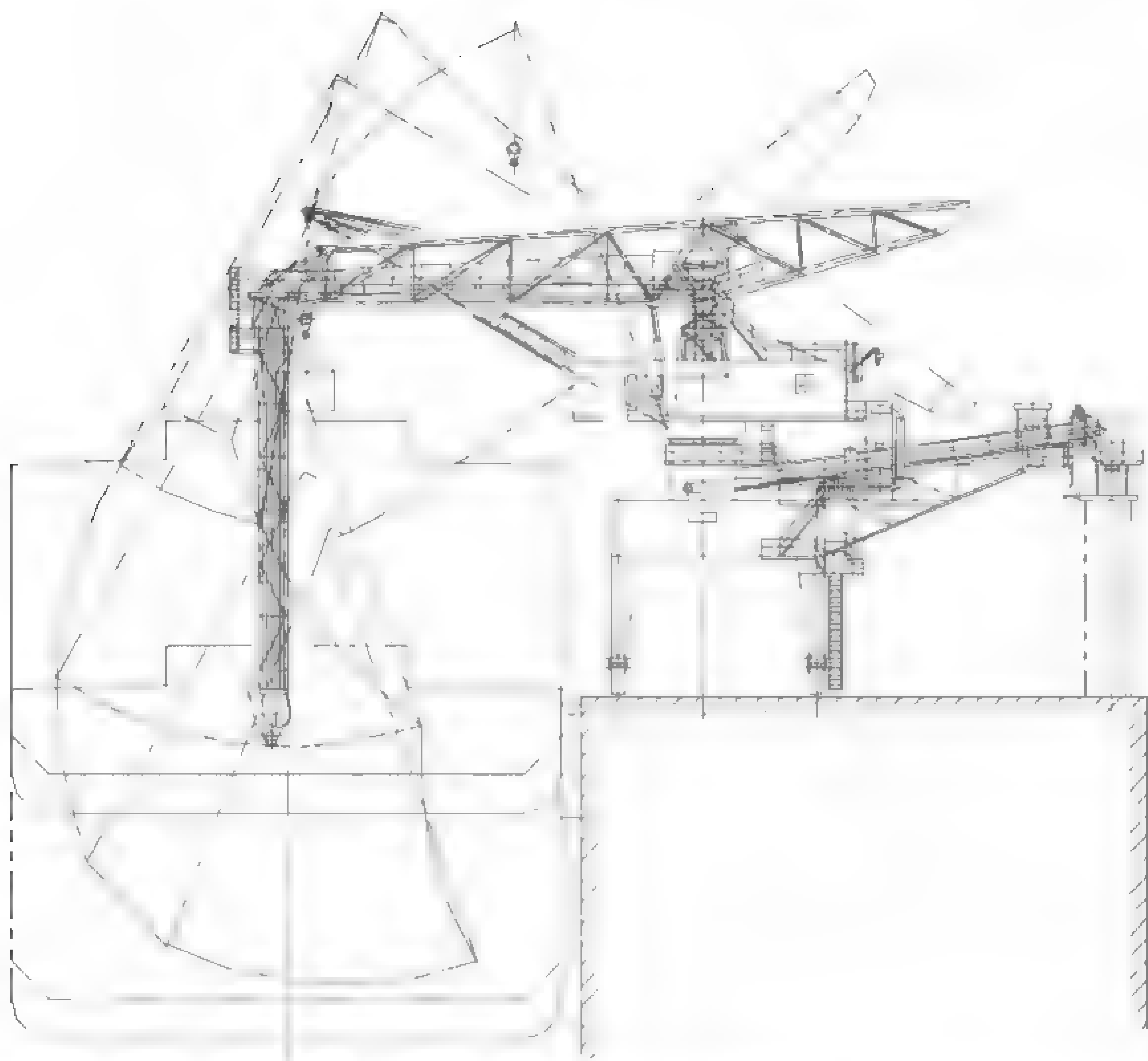


图 32-4　800t/h 波状挡边带式卸船机

机的受料点在上车回转中心的正下方，所以立柱的水平截面一般设计为正方形，在机上输送机通过的一侧开口。

上转架包括上车转台和上车立柱两部分，其中立柱支承在转台的上方中央位置。

卸船机的水平臂架、垂直臂架和机上输送机支承底架全部为型钢或钢管焊接而成的桁架结构。卸船机垂直提升和水平输送共用的波状挡边带式输送机安装在垂直臂架和水平臂架的桁架结构中间。

2. 机构

卸船机的机构包括大车运行机构、回转机构、垂直臂架摆动机构、水平臂架俯仰机构等四大机构以及小吊机的起升机构、变幅机构、回转机构等。其中卸船机的摆动机构、俯仰机构和回转机构采用液压驱动，其余均为电力驱动，部分机构采用变频调速控制技术。

3. 物料输送系统

物料输送系统是整个卸船机的核心部分，按物料输送方向，分别为叶轮取料装置、波状挡边带式输送机、回料输送机、机内溜筒、机上输送机、清舱卸料漏斗、卸料小车等，其工作原理如图 32-5 所示。

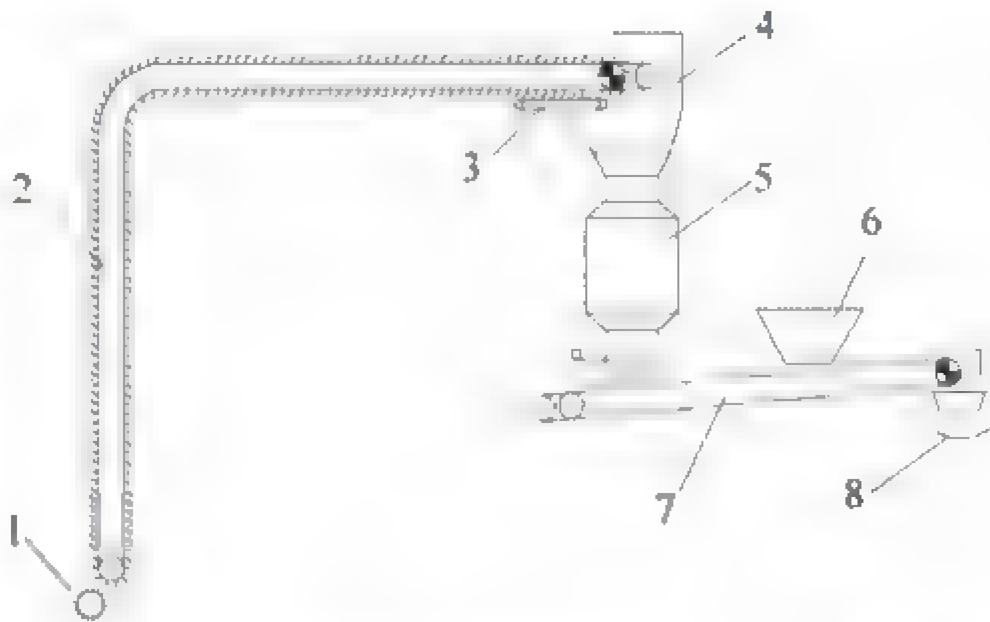


图 32-5　卸船机物料输送系统工作原理
1—叶轮取料装置；2—波状挡边带式输送机；
3—回料输送机；4—卸料斗；5—机内溜筒；
6—清舱卸料漏斗；7—机上输送机；8—卸料小车

1）叶轮取料装置

波状挡边带式卸船机卸船作业时，叶轮取料装置插入船舱内料堆中，主要依靠散状物料

自流使物料进入取料装置。

叶轮取料装置由中间的叶轮抛料器、两侧的螺旋集料器、驱动装置、导料板、流量控制门等部分组成，如图 32 6 所示。

叶轮一般有 16 片径向叶片，按圆周均匀排列。叶轮高速旋转时，叶片带动物料旋转至导料板的圆弧与直线相切点处，沿导料板向上抛出，物料落到波状挡边输送带在改向滚筒处的隔板斗内，然后由波状挡边输送带向上提升。

叶轮两侧各有一组螺旋集料器，用于向叶轮收集物料。

叶轮和两侧的螺旋集料器采用同一套驱动装置。驱动装置由减速电动机、链轮链条传动机构等组成。

流量控制门在两侧螺旋集料器螺旋上各有一个，由其控制卸船机的生产率大小。叶轮取料装置工作原理见图 32 7。

2）波状挡边带式输送机

波状挡边带式输送机由波状挡边输送带、驱动装置、传动滚筒、改向滚筒、托辊组、折弯段改向滚轮、拉紧装置等组成。

其中波状挡边输送带选用日本 BANDO 公司生产的专利产品，具有特殊构造的横隔板使卸船机的垂直臂架不论前后摆到多大角度，卸船机都能有比较稳定的输送量。

日本 BANDO 公司生产的波状挡边输送带采用特殊 TC 形横隔板(见图 32-8(a))，与 T 形横隔板(见图 32-8(b))或普通 TC 形横隔板(见图 32-8(c))输送带相比，其横隔板间距较小，横隔板形成的隔板斗开口也很小，输送机工作时，物料不易撒漏，因此不需要覆盖带，这使得输送机的驱动和拉紧装置大为简化。

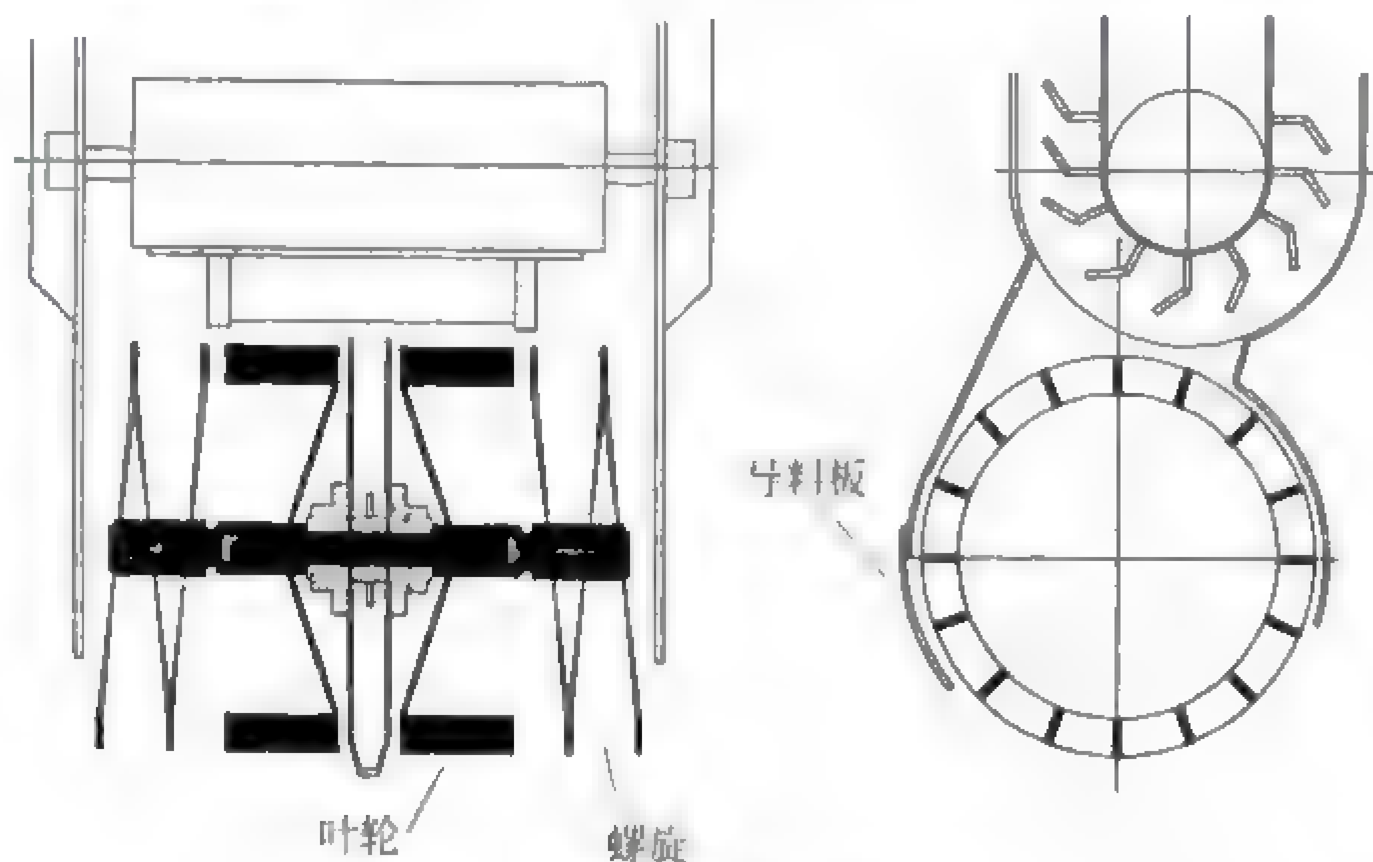


图 32-6 叶轮取料装置结构形式

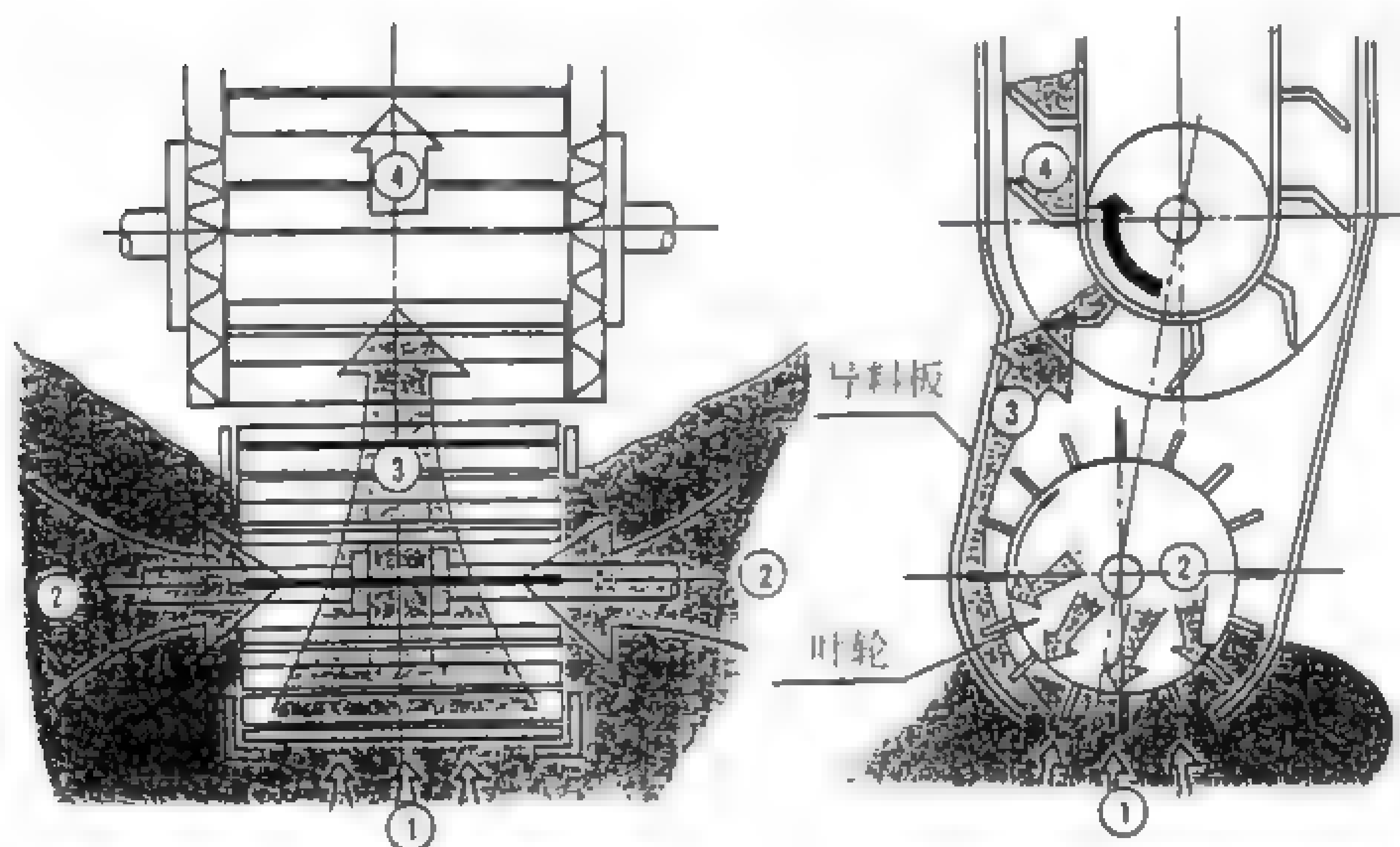


图 32 7 叶轮取料装置工作原理

1—叶轮控料；2—螺旋集料；3—叶轮抛料；4—波状挡边输送带提升物料

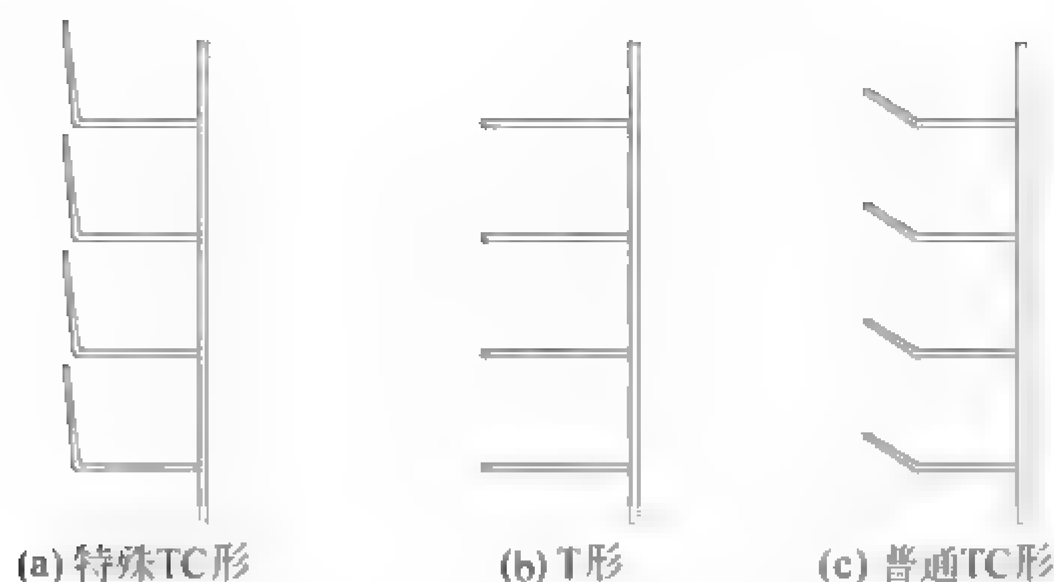


图 32-8 波状挡边输送带横隔板形式

驱动装置采用液力耦合器传动，使输送机具有良好的启动和运行动特性。

3）回料输送机

回料输送机采用刮板式输送机。

4）机内溜筒

机内溜筒上部为柔性接头，中间为缓冲斗，下部有流量截止控制门。当物料输送系统某一环节发生故障停机时，卸船机将自动停止工作，流量控制门关闭，来自波状挡边输送机上的物料暂时储存在缓冲斗里。

4. 除尘系统

除尘系统包括上车集尘系统、下车集尘系统以及空压系统三部分。上、下车两台除尘器均采用脉冲喷吹袋式除尘器。

5. 液压系统

液压系统包括垂直臂架摆动回路、水平臂架俯仰回路、卸船机回转回路、回转锁定回路等，液压件选用德国 Rexroth 产品。其中关键的摆动回路和俯仰回路采用闭式回路。

液压系统应具有完善的安全保护功能，可有效防止因取料装置挂碰舱口舱壁和舱底顶升而导致的卸船机或船舶损坏。

32.3 总体设计与计算

波状挡边带式卸船机的总体设计应重点考虑整机总体结构参数、波状挡边带式输送机、卸船机生产率的计算与匹配等。

32.3.1 整机总体结构参数

1. 计算简化模型

波状挡边带式卸船机总体结构参数很多，主要包括垂直臂架长度、水平臂架长度、俯仰铰点高度、垂直臂架前后摆动角度、水平臂架俯仰角度等。卸船机行走距离、旋转角度等与船体长度有关的参数确定方法较为简单。合理选择卸船机总体结构参数可以使卸船机对船型的适应性更好，而且能够降低设备投资。

图 32-9 所示为卸船机总体结构参数计算简化模型。

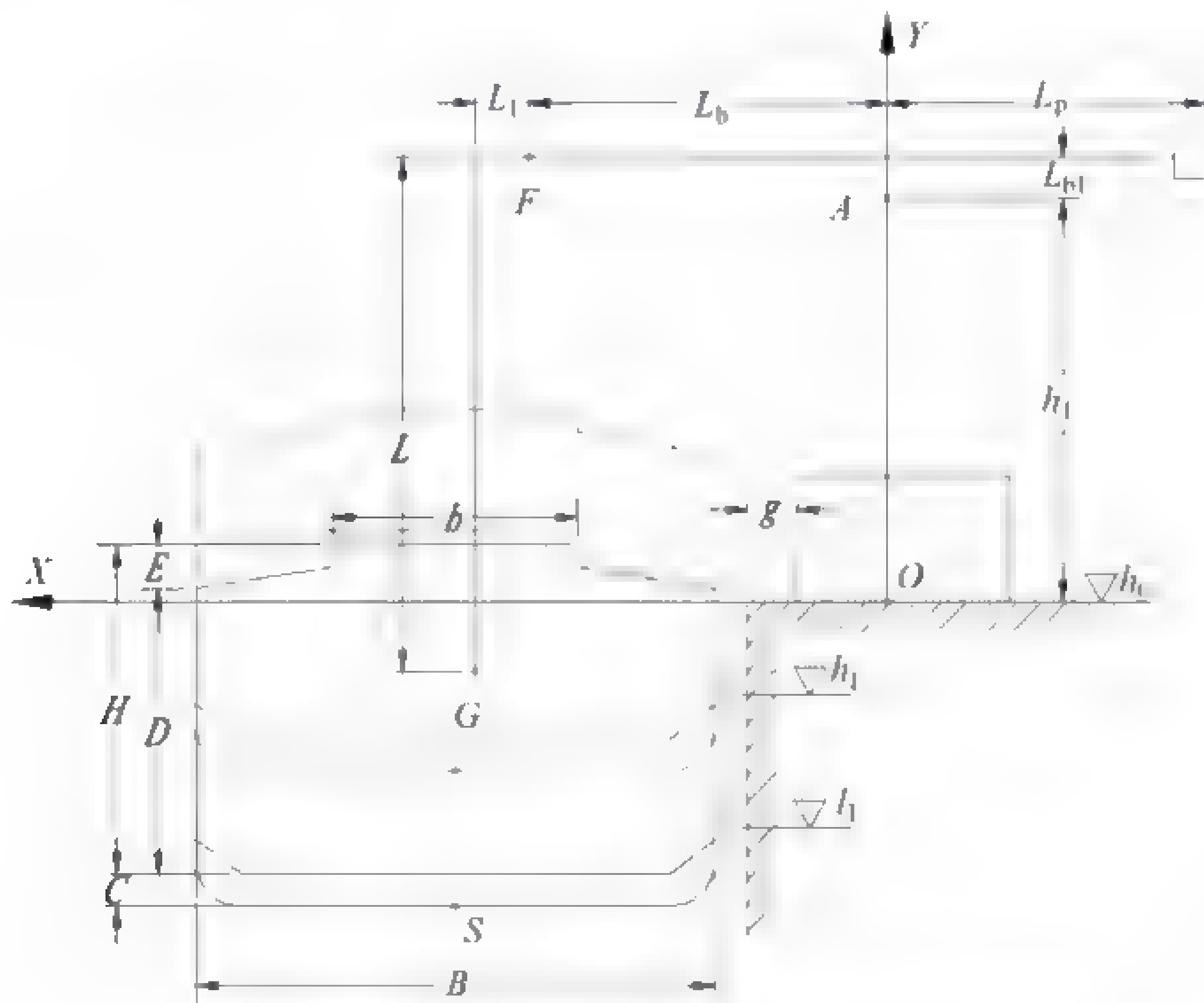


图 32-9 波状挡边带式卸船机总体结构参数计算简化模型

为方便卸船机和船舶各特征点的相对位置关系的计算和计算机图形显示，给出了坐标系，设定卸船机俯仰铰点正下方与码头面的交点为坐标原点 O，其坐标为(X_0, Y_0)。这样可以用水平臂架俯仰铰点 $A(X_A, Y_A)$，垂直臂架摆动铰点 $F(X_F, Y_F)$，取料点 $G(X_G, Y_G)$ 等特征点坐标的改变来描述卸船机的动作情况；用船舶底部中点 $S(X_S, Y_S)$ 来描述船舶的位置变化情况。在确定卸船机各总体结构参数之前应明确有关的影响因素和约束条件。

2. 影响因素

1）船型

卸船机的适应船型是卸船机总体设计中考虑的首要因素。对于某一卸船机，同时要求其能够满足经常出现的最大对象船的卸料要求。

2）水位

不同码头的水位变化情况各不相同。码头水位变化用码头面标高、设计高水位、设计低水位三个参数描述。

3）卸船工艺

不同船舶的卸船工艺有所不同，但一般由船体结构本身决定。因此在确定卸船机总体结构参数时，应考虑满足各种卸船工艺的要求。

4）物料特性和提升机类型的影响

对于流动性很好的谷物来说，当采用普通TC形波状挡边带式提升机时，受输送带接料效率和输送带填充率的影响，垂直臂架前、后摆动角度要有一定限制，如垂直臂架摆角范围一般为$-20°\sim+30°$；当采用其他特殊隔板的波状挡边带式提升机或埋刮板提升机、螺旋提升机时，垂直臂前后摆角可以增大到30°或更大。

另外，取料装置的结构形式、安装位置以及码头水工建筑等卸船机总体结构参数也有一定影响。

3. 约束条件

设某船舶有 n 个等容量舱位。卸船时每个舱一般分三次卸完，其中第一次卸完后剩余PER%（一般 PER%=50%～60%）的物料，第二次卸完后剩余20%，第三次借助清舱机械全部卸完剩下的物料。

如将码头潮位、卸船工艺等因素同时考虑，可以得到卸船机总体结构参数计算的三个主要约束条件（下列计算忽略船体在垂直方向的截面积变化）。

1）码头设计低水位，n 个船舱中有 $n-1$ 个舱内物料为 PER%，剩下一个为 20%，卸船机在 20%的舱内工作。此时要求卸船机取料头能在最低物料面取料

此工况下，所有船舱内物料总重为

$$G_{n1}=\frac{\mathrm{DWT}}{n}\times[20\%+\mathrm{PER}\%\times(n-1)] \tag{32-1}$$

式中：G_{n1}——该工况下所有舱内物料总重；
DWT——船舶的吨位；
PER%——第一次卸完后船舱内剩余物料的百分比（由卸船工艺决定）；
n——船舶的舱口数。

船舶吃水深度为

$$t_{n1}=\frac{d-d_L}{\mathrm{DWT}}\times G_{n1}+d_L \tag{32-2}$$

将式(32-1)代入式(32-2)，得

$$t_{n1}=\frac{d-d_L}{n}\times[20\%+\mathrm{PER}\%\times(n-1)]+d_L \tag{32-3}$$

式中：t_{n1}——该工况下的吃水深度；
d——船舶最大吃水；
d_L——船舶轻载吃水。

则船底位置为

$$Y_{S1}=Y_0-(h_0-l_L)-t_{n1} \tag{32-4}$$

式中：h_0——码头设计标高；
l_L——码头设计低水位。

2）码头设计高水位，n 个舱中有 $n-1$ 个舱内已全部卸空，余下一个舱内有 PER%的物料，卸船机在该舱内工作。此时要求卸船机取料头能够在最高物料面取料

此工况下，所有船舱内物料总重为

$$G_{n2}=\frac{\mathrm{DWT}}{n}\times\mathrm{PER}\% \tag{32-5}$$

式中：G_{n2}——该工况下所有舱内物料总重。

船舶吃水深度为

$$t_{s2} = \frac{d - d_L}{DWT} \times G_{s2} + d_L \tag{32-6}$$

式中：t_{s2} ——该工况下的吃水深度。

将式(32-5)代入式(32-6)，得

$$t_{s2} = \frac{d - d_L}{n} \times PER\% + d_L \tag{32-7}$$

则船底位置为

$$Y_{S2} = Y_0 - (h_0 - h_L) - t_{s2} \tag{32-8}$$

式中：h_L——码头设计高水位。

3）码头设计高水位，所有舱中物料全部卸完，此时要求卸船机取料头能够提出到船舱外此时船底位置为

$$Y_{S3} = Y_0 - (h_0 - h_L) - d_L \tag{32-9}$$

4．取料点坐标计算

卸船机取料点 G 的坐标为(X_G, Y_G)，有

$$\begin{cases} X_G = X_0 + (-L_{b1}\sin\alpha + L_b\cos\alpha \\ \quad + L_1\cos\beta + L\sin\beta) \\ Y_G = Y_0 + (h_1 + L_{b1}\cos\alpha + \\ \quad L_b\sin\alpha + L_1\sin\beta - L\cos\beta) \end{cases} \tag{32-10}$$

式中：h_1——水平臂架俯仰铰点到码头面的高度；

L_b——水平臂架长度；

L_{b1}——俯仰铰点至摆动铰点垂直距离；

L——垂直臂架长度；

L_1——摆动铰点至取料点水平距离，与取料装置的形式及安装位置有关；

α ——水平臂架俯仰角度；

β——垂直臂架摆动角度。

5．卸船机总体结构参数计算

卸船机总体结构参数很多，这些参数之间有的相互关联，有的完全独立，计算时可根据情况分别对待。其中垂直臂摆角 β_1、β_2 一般与提升机及其取料装置有关，这里作为已知参数处理。

1）垂直臂长度 L

$$L = \frac{D + E + M + P}{\cos\beta_{max}} \tag{32-11}$$

式中：D——船舶型深；

E ——船舶舱口围板高度；

M ——垂直臂架摆动铰点到水平臂架下翼缘板的垂直距离；

P ——水平臂架下翼缘板到舱口围板顶面的最小距离，当摆动液压缸放在摆动铰点下部时，为防止液压缸与舱口围板碰撞，P 值应适当加大；

β_{max}——β_1、β_2 之最大者，即

$$\beta_{max} = \max(\beta_1, \beta_2) \tag{32-12}$$

式中：β_1 ——垂直臂最大向后摆角；

β_2 ——垂直臂最大向前摆角。

2）水平臂长度 L_b

$$L_b = L_0 + g + f + \frac{B}{2} \tag{32-13}$$

式中：L_b——水平臂俯仰铰点至海侧轨道中心线水平距离；

g——码头前沿至海侧轨道中心线距离；

f——靠船墩尺寸；

B——船舶宽度。

3）水平臂俯仰角度 α_1、α_2

卸船机工作时，要求水平臂向下到最大俯角 α_1 和向上到最大仰角 α_2 时，取料头能够分别满足船舱内最低和最高料位的取料要求，并能得到尽可能大的取料头包络面积。因此，水平臂俯仰角度 α_1、α_2 可由下列方程组计算：

$$\begin{cases} X_G(\alpha_1, \beta_1) = X_G(\alpha_2, \beta_1) \\ Y_{Gmin}(\alpha_2) - Y_{Gmin}(\alpha_1) = Y_{S2} - Y_{S1} + D - Z \end{cases} \tag{32-14}$$

上式是一种比较保守的算法。式中 $Y_{Gmin}(\alpha_1)$和 $Y_{Gmin}(\alpha_2)$分别为水平臂在 α_1 和 α_2 角度下取料头曲线的最低点，计算如下：

$$Y_{Gmin}(\alpha_1) = Y_0 + (h_1 + L_{b1}\cos\alpha_1 + L_b\sin\alpha_1 - \sqrt{L^2 + L_1^2}) \tag{32-15}$$

$$Y_{Gmin}(\alpha_2) = Y_0 + (h_1 + L_{b1}\cos\alpha_2 + L_b\sin\alpha_2 - \sqrt{L^2 + L_1^2}) \tag{32-16}$$

将式(32-10)、式(32-15)、式(32-16)代入式(32-14)，得

$$\begin{cases} -L_{b1}\sin\alpha_1 + L_b\cos\alpha_1 \\ -- L_{b1}\sin\alpha_2 + L_b\cos\alpha_2 \\ L_{b1}\cos\alpha_2 + L_b\sin\alpha_2 - L_{b1}\cos\alpha_1 - L_b\sin\alpha_1 \\ - Y_{S2} - Y_{S1} + D - Z \end{cases} \quad (32\text{-}17)$$

式中：Z——取料头工作时埋入料堆的深度。

式(32-17)是一个较复杂的二元三角函数方程组，要精确手算是比较困难的，通常采用计算机计算。首先给定 α_1 和 α_2 一个范围，然后由计算机做直接搜索计算，得到最优值，并圆整。

4) 俯仰铰点至码头面的高度 h_1

当船舶满足 32.3.1 节第一个约束条件，即卸船机水平臂以最大俯角 α_1 向下摆动时，取料头应能在舱底取料，即满足不等式

$$0 \leqslant Y_{C\min}(\alpha_1) - Y_{S1} - C \leqslant \delta_1 \quad (32\text{-}18)$$

式中：C——舱底到船底的距离；

δ_1——取料头处于最低点时到舱底的最大距离。

将式(32-15)代入式(32-18)，可以确定俯仰铰点高度。计算时，采用逐步迭代逼近法，即给定一个 h_1 初值，如令 $h_1=20000$mm，验算是否满足式(32-18)。如不满足，通过加上或减去一个步长 Δh，再做验算，直到满意为止。其中步长的大小由最后圆整的要求决定，对于卸船机一般圆整到 100mm 或 500mm，即步长 Δh 可以取为 100mm 或 500mm。由于步长很大，所以只要经过有限的几次迭代即可满足设计要求。

5) 水平臂最大休止角 α_3

在码头处于最高潮位，且船舶全部卸空时，卸船机的取料头应该能够安全地提出到舱口外，即满足下列条件：

$$Y_{C\max}(\alpha_3) \geqslant Y_{S3} + (D+E) + \delta_2 \quad (32\text{-}19)$$

式中：δ_2——取料头提出船舱口之上的安全余量，一般取 500mm；

$Y_{G\max}(\alpha_3)$——水平臂处于最大休止角状态下，取料头的最高位置，计算如下：

$$Y_{G\max}(\alpha_3) - Y_0 + (h_1 + L_{b1}\cos\alpha_3 + L_b\sin\alpha_3 + L_1\sin\beta_2 - L\cos\beta_2) \quad (32\text{-}20)$$

根据以上关系式可迅速计算出水平臂的最大休止角 α_3。

32.3.2 波状挡边带式输送机设计计算

1. 设计注意问题

进行波状挡边带式提升机(输送机)的设计与选型时，应注意以下问题：

(1) 垂直臂架向前摆到最大外摆角度、向后摆动到最大内摆角度时，提升机生产率应保持相对稳定，不得有大的变化；

(2) 垂直臂架和水平臂架相对夹角在最不利情况时，折弯段承载带不得出现抛洒物料或物料涌动的现象；

(3) 垂直臂架和水平臂架折弯段回程带的横隔板不得互相挤压或摩擦；

(4) 输送机卸料点处应能够卸空物料。

2. 设计计算工况

如图 32-10 所示，α 为水平臂架的俯仰角度，其中 α_1 为工作状态最大下俯角，α_2 为工作状态最大上仰角，α_3 为非工作状态最大休止角。β 为垂直臂架摆动角度，其中 β_1 为最大内摆角，一般为$-30°\sim-20°$；β_2 为最大外摆角，一般为$+25°\sim+35°$。

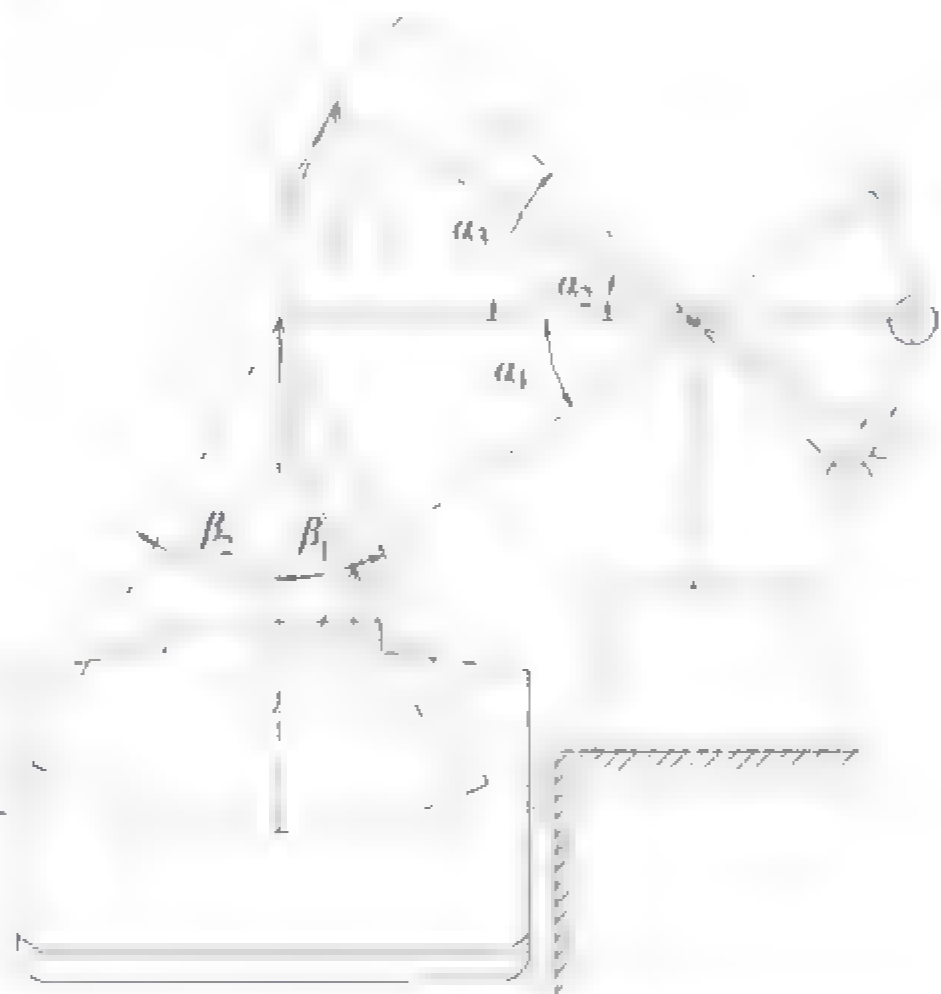


图 32-10 波状挡边带式输送机的设计计算工况

波状挡边带式输送机的所有臂架设计计算工况见表 32-2。

表 32-2　波状挡边带式输送机臂架设计计算工况

管架俯仰 \ 臂架摆动			1 垂直臂架外摆至最大角度 $\beta=\beta_2>0°$	2 垂直臂架保持垂直状态 $\beta=0°$	3 垂直臂架内摆至最大角度 $\beta=\beta_1<0°$
非工作状态	A	水平臂架上仰至最大休止角 $\alpha=\alpha_3>\alpha_2$			
工作状态	B	水平臂架处于最大上仰角 $\alpha=\alpha_2>0°$			
	C	水平臂架保持水平状态 $\alpha=0°$			
	D	水平臂架处于最大下俯角 $\alpha=\alpha_1<0°$			

3. 波状挡边带式输送机功率计算

波状挡边带式卸船机垂直臂架外摆时，波状挡边带式输送机生产率有所增大。计算波状挡边带式输送机的驱动功率时，要同时计算表4.7.2 中 D1 和 D2 两种工况，取二者的较大值。

4. 波状挡边带式输送机的输送带速度

波状挡边带式输送机的速度理应达到与普通带式输送机相同的带速，即 0.8～6.5m/s；但一般用途波状挡边带式输送机的带速为 0.5～4.0m/s。在波状挡边带式卸船机上，目前输送带的速度一般控制在 $v_d=2\sim3$m/s，最大不超过 3m/s，这是受输送带的接料、卸料以及防止折弯段物料的抛撒等因素限制的。

5. 波状挡边带式输送机折弯段设计分析

卸船机垂直臂架和水平臂架折弯段的设计比较复杂，考虑因素较多。在折弯段，承载带一般采用几组不同曲率半径的托辊组支承，回程带采用圆盘式滚筒改向。

1）折弯段承载带最小曲率半径计算

如果折弯段承载带的曲率半径过小，输送带通过时就会出现物料的抛撒或涌动现象，造成撒料。因此，必须使折弯段承载带曲率半径大于允许的最小值。

表 32-2 中 B3 工况最易发生离心式抛撒物料，如图 32-11 所示。

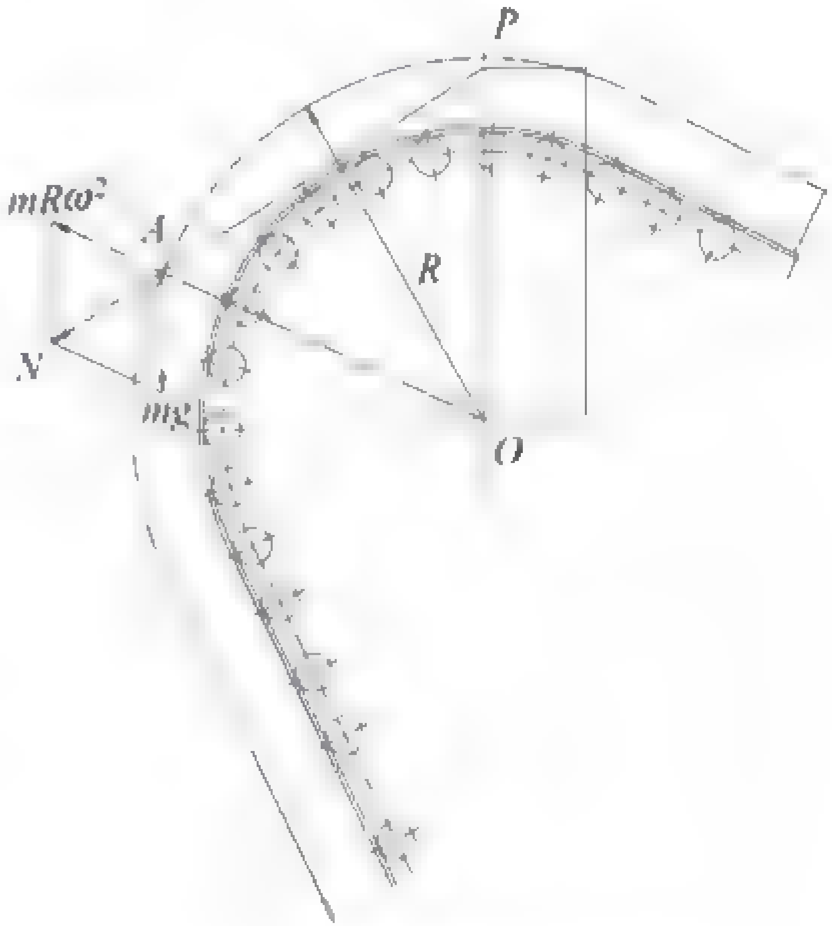


图 32-11　折弯段抛料验算

取横隔板边沿 A 处质量为 m 的物料作为分析对象，重力 mg 和离心力 $mR_{\min}\omega^2$ 的合力 N 的反向延长线与通过该托辊组曲率中心 O 的

铅垂线交于 P 点，令 $h=OP$，为避免离心抛料现象的发生，应使

$$h > R_{min} \tag{32-21}$$

而 $R_{min}=r_{min}+\delta+H_1$，则有

$$r_{min} > \frac{v_d^2+\sqrt{v_d^4+4gv_d^2(\delta+H_1)}}{2g} \tag{32-22}$$

式中：R_{min}——折弯段托辊组最小曲率半径处输送带横隔板边沿处的曲率半径，m；

r_{min}——折弯段托辊组最小曲率半径处托辊组外轮廓线的曲率半径，m；

ω——输送带通过折弯段最小曲率半径处的角速度，rad/s；

v_d——输送带速度，m/s；

g——重力加速度，m/s^2；

δ——基带厚度，m；

H_1——横隔板高度，m。

2）折弯段托辊组布置

在额定张力下，输送带的伸长率 ρ 一般介于1%～1.25%之间。如果卸船机两臂架夹角发生改变，输送带的相对伸缩量过大，导致输送带驱动打滑，将无法保证正常工作，则必须实施实时拉紧。如果折弯段托辊组布置合理，使输送带相对伸缩量控制在足够小（如 0.2ρ 以下）的范围内，则采用普通的螺旋拉紧即可，从而使拉紧装置大大简化。

3）折弯段回程带横隔板验证

采用几何作图法或解析法验证。在折弯段处输送带通过圆盘式改向滚筒时，回程带的相邻横隔板之间应留有一定间隙，不得互相摩擦，更不得挤压。

4）防跑偏挡辊

由于输送带较长，且两臂架夹角需要改变，折弯段又采用托辊组支承，所以在折弯段的两侧需安装导向挡辊，防止波状挡边带跑偏。

5）输送带接料

波状挡边带式提升机采用叶轮供料装置，在波状挡边允许的前提下，应尽可能减小接料区段改向滚筒的直径，这样可以使输送带的隔板斗尽可能张开，便于接料。

6）卸料点抛料轨迹分析及接料斗设计

接料斗的设计必须考虑由于输送带拉紧行程的变化而引起的落料点的变化，避免由于物料的反弹对输送带造成磨损，并使用可更换的耐磨衬板保护接料斗主结构。

卸船机水平臂架俯仰变化时，落料点有所不同，下面以表32-2中工况 C 进行分析，如图32-12所示。

当输送带处于最大拉紧行程时，抛料点与接料斗导料板之间距离最小。由于波状挡边带式输送机带速较高，如 $v_d=3m/s$，则一般情况下，有

$$\frac{v^2}{gr} > 1 \tag{32-23}$$

式中：r——物料重心到滚筒中心的距离，以1/2横隔板高度处计算，即

$$r=r_1+\delta+H_1 \tag{32-24}$$

式中：r_1——滚筒半径，m；

v——物料重心处物料的切线速度，可按下式计算：

$$v=\frac{2\pi rn}{60} \tag{32-25}$$

式中：n——滚筒转速，r/min。

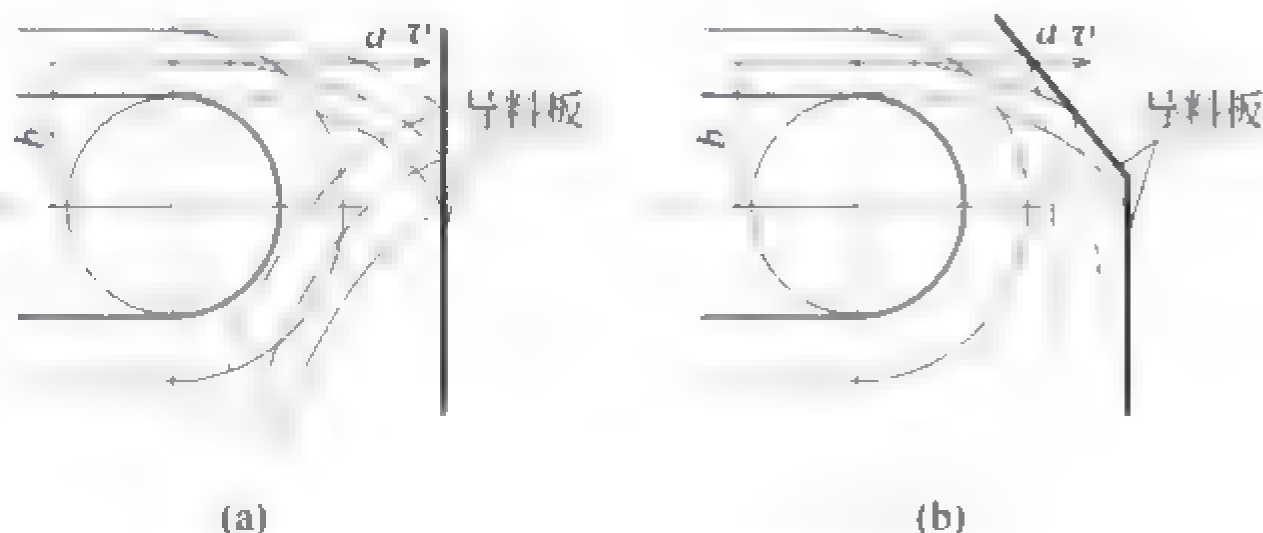


图32-12　卸料点抛料轨迹

满足上式，说明物料沿着输送带与滚筒的切线方向抛出。如果波状挡边带式输送机接料斗的导料板采用图 32 12(a)所示形式，物料容易反弹到输送带横隔板上。若将导料板改为图 32-12(b)所示形式，即导料板上部内倾一定角度，则可有效地避免输送带横隔板的磨损。也可适当增大滚筒的直径，使物料抛出方向发生改变，进而达到同样的效果。

7）生产率的确定

波状挡边带式卸船机的生产率与输送带的有效宽度、横隔板参数(包括形状尺寸和隔板间距)、带速、垂直臂架的摆动角度等有关。随着垂直臂架的前后摆动，卸船机的生产率是变化的，可按下式计算：

$$Q_d(\beta) = 3.6 \times \frac{\gamma V(\beta)}{T} v_d \varphi \tag{32-26}$$

式中：Q_d——生产率，t/h，为 β 的函数；

β——垂直臂架的摆动角度，(°)；

γ——物料的密度，kg/m³；

V——输送带每个隔板斗的容积，m³，为 β 的函数；

T——输送带的横隔板间距，m；

v_d——输送带的速度，m/s；

φ——隔板斗的填充率。

图 32-13 所示为挡边机的生产率 Q_d 与卸船机垂直臂架前后摆角 β 的关系曲线。

对于卸船机来说，理想的情况莫过于获得一个不受臂架摆动影响的稳定的生产率，简称理想生产率，如图中 a 线所示，但这是很难做到的。设计时，只能通过合理匹配输送带横隔板有关参数，获得尽可能接近理想生产率的曲线。从挡边机动力匹配角度讲，当垂直臂架外摆时，设计生产率不应增加过大；从卸船机作业效率方面讲，当垂直臂架内摆时，设计生产率又不宜有较大降低。图中 b、c 曲线是通过调整横隔板有关参数得到的两条曲线，其中 c 曲线是采用普通 TC 形横隔板的波状挡边带式卸船机生产率曲线，b 曲线是采用专门设计的特殊 TC 形横隔板的波状挡边带式卸船机生产率曲线。显然 b 曲线比 c 曲线要好得多。

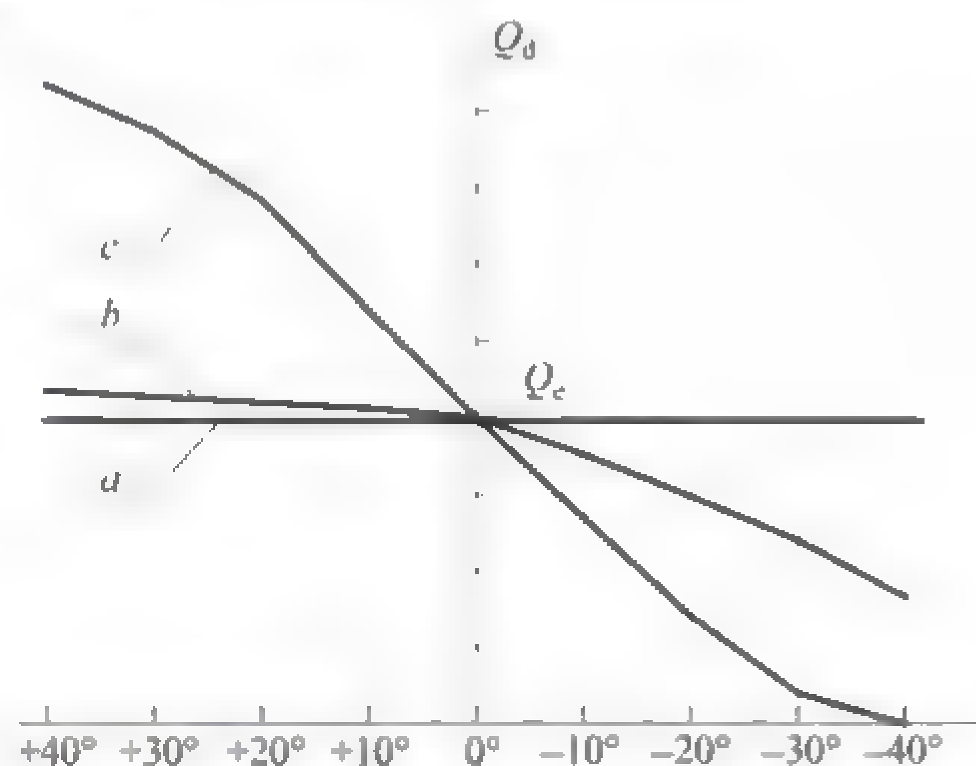


图 32-13 生产率与垂直臂架摆角关系曲线

卸船机的额定生产率 Q_e 以垂直臂架处于垂直状态(即 β=0°)时的生产率来计算。

8）卸船效率

作业效率是卸船机主要的技术经济指标之一。波状挡边带式卸船机对船型的适应性较好，其取料头可以到达船舱内的各个位置，而且叶轮具有较强的挖掘能力，从而可以不间断地以接近满载状态作业，直至船舱内剩余很少物料。

图 32-14 所示为卸船机的卸船效率曲线。

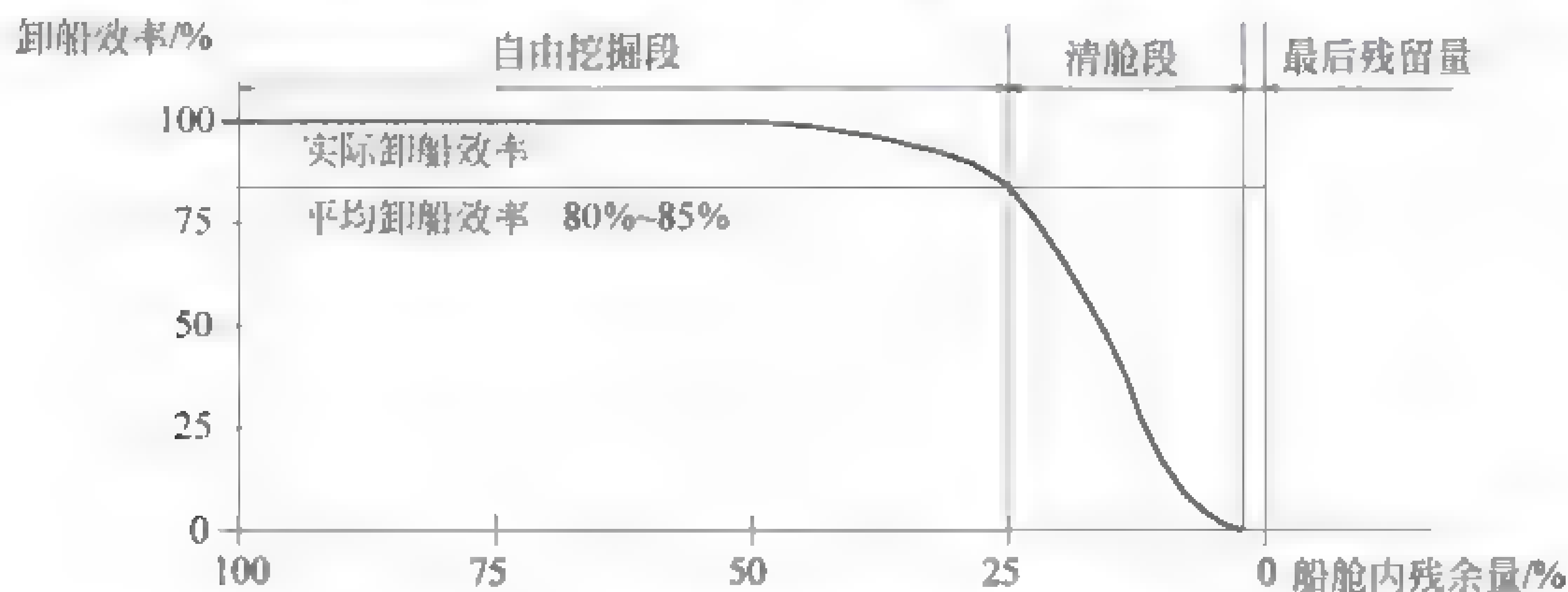


图 32 14 波状挡边带式卸船机卸船效率曲线

从图中可以看出，卸船机基本能够以满载方式作业，直到清舱阶段（船舱内剩余20%～30%的物料）卸船机的效率才逐渐降下来。如果配合推耙机等清舱机械，船舱内的物料基本可以全部卸出。采用叶轮取料器的挡边带式卸船机比抓斗卸船机甚至比埋刮板式或螺旋式连续卸船机的清舱效果都要好。

32.4 典型产品技术性能参数

32.4.1 800t/h波状挡边带式卸船机技术性能参数

国产800t/h波状挡边带式卸船机主要技术性能参数如下：

生产率：800t/h；

物料：散粮(0.72t/m³)；

最大适应船型：65000DWT；

波状挡边输送带宽：1600mm；

带速：3m/s；

水平臂架长度：22m；

俯仰角度：工作时−33°～+30°，非工作时−33°～+40°；

垂直臂架长度：23m；

摆动角度：−20°～+30°；

回转角度：±120°；

机上输送机带宽：1200mm；

带速：2.5m/s；

大车运行速度：10m/min；

轨距×基距：10.5m×10m；

装机容量：420kW；

自重：400t。

32.4.2 国外波状挡边带式卸船机技术性能参数

国外主要生产厂家波状挡边带式卸船机技术性能参数见表32-3。

32.5 选用注意事项

波状挡边带式卸船机选用应注意以下事项：

(1) 卸船机取料头运行轨迹应尽可能覆盖在最高和最低水位时设计最大船型满载和空载的船舱断面，并确保在最高水位且船舶空载时取料头可以安全地提出到船舱外。

(2) 卸船机的物料输送系统应密封、防水、无撒漏、无扬尘，物料破损少、能耗低、作业效率高。

(3) 卸船机取料装置种类很多，应优先选用清舱量小、能耗低、物料破损少、效率高的机型。

(4) 选型时要特别注意垂直臂架摆动角度对卸船机作业效率的影响情况，选择卸船效率相对稳定的卸船机。

表32-3 国外主要生产厂家波状挡边带式卸船机典型产品技术性能参数

性能参数＼生产厂家	德国 Scholtz	瑞士布勒-德国美阿格公司	日本 石川岛公司	日本 三菱公司	日本 日立公司
生产率/(t/h)	1100	1000	700	600	800
适应物料	海绵铁	谷物	谷物	谷物	谷物
船型/DWT	10000	100000	60000	50000	73000
挡边带带宽/mm	1400	1250	1400	1250	1600
带速/(m/s)	1.68	3	2	2.5	3
输送带形式	T形挡边带+覆盖带	TC形挡边带+覆盖带	T形挡边带+覆盖带	TC形挡边带+覆盖带	特殊TC形挡边带
用户	德国 Emden钢厂	西班牙塔拉贡纳港		中国秦皇岛	日本鹿岛

(5) 卸船机作业时，取料头应具有防止剐蹭船舶舱口舱壁和防止舱底顶升损坏卸船机和船舶的安全保护功能。

(6) 当码头故障停电或卸船机自身故障时，卸船机取料头应具有应急出舱功能，将取料头安全地提出到船舱外。

32.6　技术标准与规范

波状挡边带式卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表 32-4 中标准规范。

表 32-4　波状挡边带式卸船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495　2009	《港口门座起重机》
2	JB/T 8908　2013	《波状挡边带式输送机》
3	GB/T 10595　2009	《带式输送机》
4	JB/T 8849－2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
5	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第 6 部分：连续装卸机械》
6	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第33章

斗轮卸船机

33.1 概述

33.1.1 结构形式

斗轮卸船机是一种利用低速旋转的斗轮作为取料装置来挖取物料的连续式卸船机械。

除斗轮取料装置外，斗轮卸船机还有物料垂直提升机构、机头回转机构、机头上部授料装置、水平臂结构及臂架输送机、臂架回转机构及转台结构、臂架俯仰机构、门架结构及运行机构、液压系统、供电及控制系统等。斗轮卸船机典型结构见图33-1。

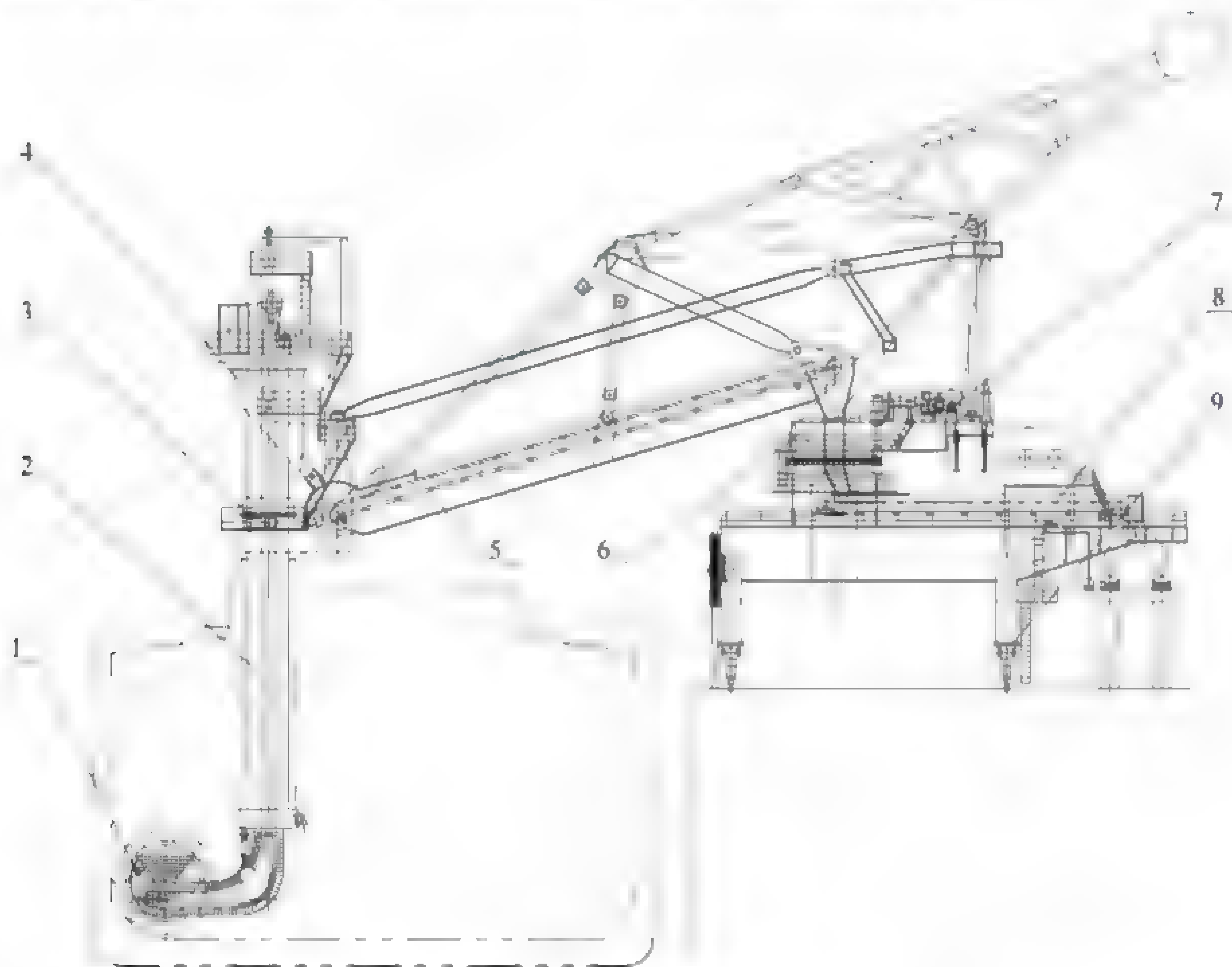


图33-1　斗轮卸船机典型结构

1—斗轮机构；2—提升机及垂直臂结构；3—机头回转机构；4—螺旋漏斗；5—水平臂结构及臂架输送机；6—臂架回转机构及转台结构；7—臂架俯仰机构；8—机内输送机；9—门架结构及运行机构

33.1.2 性能特点

(1) 适应物料面广。斗轮卸船机可以作业各种散粒物料，适宜用于卸各种重散粒物料。

(2) 适应船型广泛。斗轮卸船机配套提升系统可以方便卸载海轮，也可方便卸载各种内河驳船。

(3) 卸船效率高。斗轮卸船机可长时间以额定生产率工作，在清舱阶段也可利用清舱机械配合作业以达到较高的作业效率，因而其平均作业效率较高。

(4) 环境污染小。斗轮机作业时，除斗轮取料部位外，其他物料的输送和转接环节均处在密闭的环境中，不会造成物料撒落和扬尘。各机构运动速度低，使整机振动小，噪声低。

(5) 能耗较低。斗轮卸船机平均作业能耗为0.30～0.40(kW·h)/t。

(6) 较易适应待卸船舶随波浪的波动。斗轮取料装置可设计成在一定范围内上下摆动，以适应待卸船舶随波浪的波动产生的对斗轮的顶升作用，并在斗轮碰舱、挂舱、物料崩塌的情况下实现对卸船机的保护。

(7) 整机重量较重，制造成本偏高。由于斗轮卸船机一般用于连续卸载较难挖取的重散粒物料，整机构造复杂，刚度较大，因而整机重量以及制造成本比其他形式的连续卸船机稍高。

33.1.3 应用范围

斗轮作为取料装置具有很强的挖取能力，因而使得斗轮卸船机几乎可以用来卸载任何散粒物料。但从经济上考虑，斗轮卸船机主要用来卸载那些易结块、磨琢性大等较难挖取的重散粒物料，如矿石、煤炭、砂石、泥土、盐等。

33.2 主要部件

33.2.1 斗轮机构

斗轮机构的主要功能是作为卸船机的取料头从待卸船舶的船舱中挖取物料，并将物料顺利转载到垂直提升机，同时尽可能分离异物和大块物料。

斗轮机构主要由驱动装置及动力传动部件、料斗和斗轮体结构、圆弧挡料板、卸料溜槽等部件组成。典型斗轮机构组成如图33-2所示。

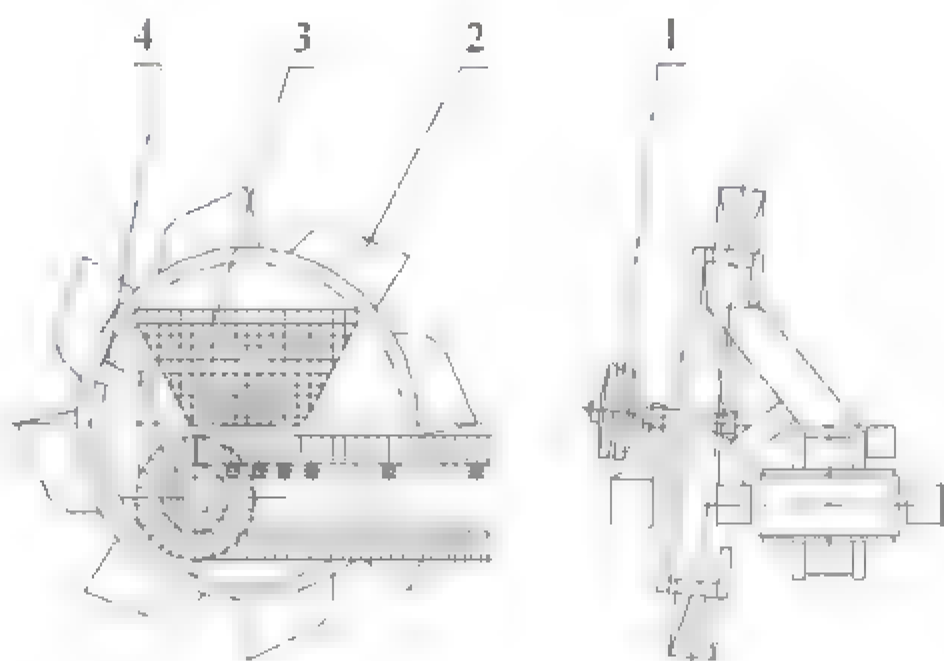


图33-2 斗轮机构组成

1—驱动及动力传动装置；2—料斗和斗轮体结构；3—卸料溜槽；4—圆弧挡料板

斗轮卸船机一般采用无格式斗轮和腹板式斗轮体结构，挖掘矿石等较难挖取物料时可在料斗唇边布置一定数量的斗齿。为改善斗轮支承结构的受力状态，并使斗轮更好地卸料，斗轮机构相对于斗轮支承结构轴线在水平和垂直两个方向上都倾斜一定角度。

斗轮驱动装置布置于斗轮非卸料侧或隐藏于斗轮体结构内部。为减小斗轮卸船机取料头部结构尺寸和减轻头部结构重量，斗轮驱动装置常采用液压马达驱动。

33.2.2 提升机构

斗轮卸船机垂直提升机构一般采用波状挡边胶带作为物料的输送构件。提升机及波状挡边胶带布置呈L形，如图33-3(a)所示。波状挡边胶带提升机下部有一小段水平段，接收斗轮机构卸下的物料。为减小斗轮卸船机上部结构尺寸，波状挡边胶带提升机上部一般没有水平卸料段，提升的物料在绕过上部滚筒后直接卸料至环绕提升机构布置的上部授料装置内。

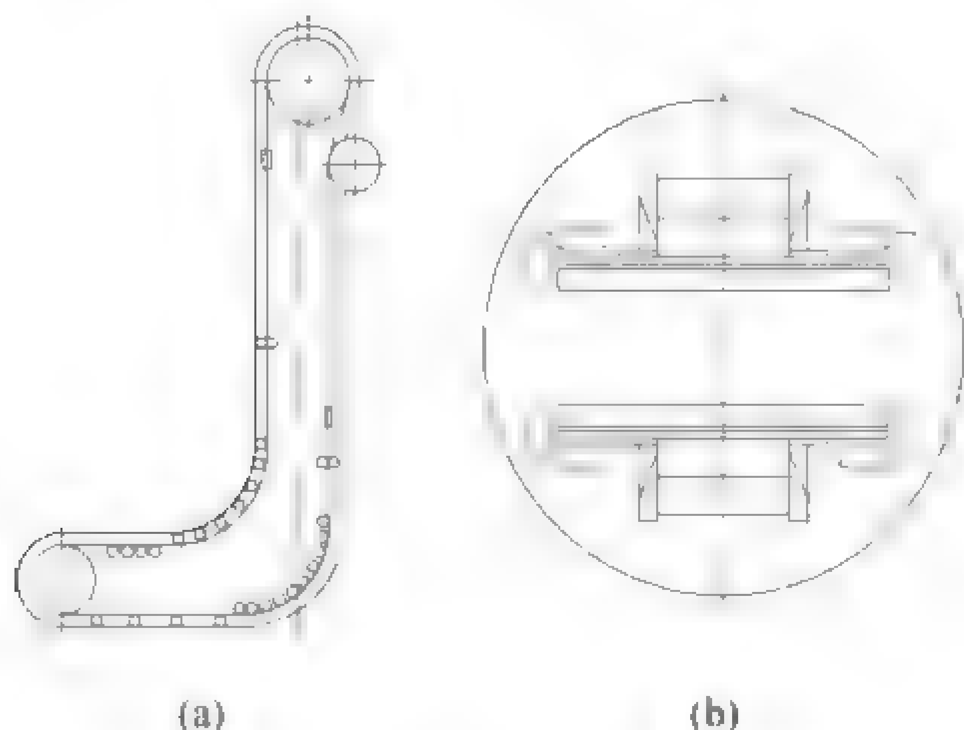
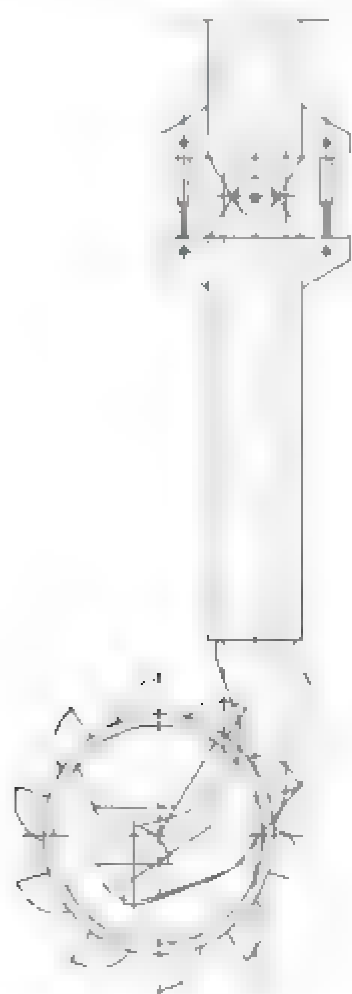


图 33-3 提升机构

斗轮卸船机垂直提升机构采用有压边的波状挡边胶带，除要求有高强度的基带、适宜的波纹挡边、高强度和耐磨损的横隔板外，特别要求波状挡边胶带整体有很高的横向刚度。

斗轮卸船机作业时，L 形波状挡边胶带提升机随卸船机垂直臂筒体结构一起转动。波状挡边胶带提升机在运动的结构上运行，需要配备导向、定位和安全保护装置，如图 33-3(b)所示。

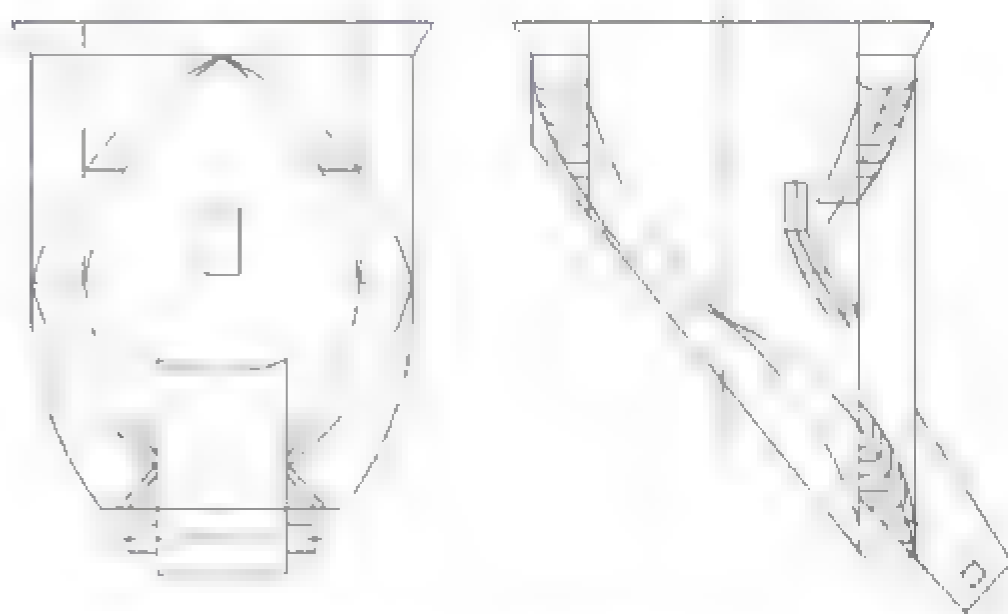
在斗轮卸船机垂直臂结构中部设置铰结构，利用双作用液压缸的伸缩使垂直臂下部和斗轮机构绕铰点摆动，可以使斗轮机取料部分布置得更紧凑，对船型的适应性更好，取料头在船舱内取料更灵活。具有铰结构的斗轮机垂直臂和斗轮机构布置如图 33-4 所示。


图 33 4 具有铰结构的斗轮机垂直臂和斗轮机构

33.2.3 螺旋漏斗

螺旋漏斗是一种典型的授料装置，其环绕布置在提升机构上部抛料滚筒下方，接收提升机构沿周向任一位置抛卸的物料，并定点转卸到卸船机臂架输送机的接料口。

螺旋漏斗斗体内布置有左、右螺旋片各一组，螺旋片螺旋角大于物料动堆积角。提升机任一位置抛卸的物料都可以沿此二组螺旋片溜至卸料口。提升机在接近螺旋漏斗卸料口上方卸料时，落料高差最大，会增加螺旋漏斗螺旋片的磨损和冲击。为减小这种磨损和冲击，在螺旋漏斗卸料口上方设置左、右各一组短螺旋片。短螺旋片接收的物料必须转卸到长螺旋片上才能汇入螺旋漏斗卸料口。物料在从短螺旋片向长螺旋片转卸时，由于运动方向发生突变，会在长螺旋片接料点处发生物料堆积，甚至堵塞螺旋溜槽。在短螺旋片出口下方设置导料装置逐渐改变料流方向，可有效改善此处的堵料现象。螺旋漏斗结构如图 33-5 所示。


图 33-5 螺旋漏斗

螺旋漏斗结构简单，无动力消耗，密封性好，不易扬尘。但漏斗高度较大，增加了提升高度；当物料含水量较高或黏性较大时，溜槽易堵塞；接卸含尖角块状物料时，对溜槽材料的耐磨性能要求较高。

33.3 典型产品性能参数

斗轮卸船机典型产品性能参数见表 33 1。

表 33-1 斗轮卸船机典型产品性能参数

制造商		芬兰 KONE	原上海港机厂
整体参数	额定生产率	1550m^3/h	1600t/h
	尖峰生产率	1750m^3/h	1850t/h
	作业船型/DWT	80000～150000	70000～100000
	作业物料种类,密度/(t/m^3)	煤炭,0.8～0.9	矿石,2.0～2.7
	整机重量/t	950	1050
	装机容量/kW	—	885
	供电	3-AC,6000V,50Hz	3-AC,6000V,50Hz
斗轮机构	斗轮构造	无格式	无格式
	斗轮直径/m	6.8	6.0
	转速/(r/min)	0～8	0～6
	斗数×斗容	10×0.4m^3	8×0.35m^3
	驱动方式	液压马达	液压马达
	功率/kW	110	110
提升机	机型	波状挡边带式输送机	波状挡边带式输送机
	基带宽度/mm	1400	1676
	横隔板高度/mm	400	368
	带速/(m/s)	3.3	2.4
	驱动方式	电动机	液压马达
	功率/kW	250	220
机头回转机构	回转速度/(r/min)	0.1～1.5	0.05～0.4
	驱动方式	液压马达	电动机
	功率/kW	7.5	2×7.5
垂臂倾斜机构	倾斜角度/(°)	−9～20	
	倾斜时间/s	30	—
	驱动方式	液压缸	
	动力来源	斗轮机构	—
臂架回转机构	回转速度/(r/min)	0～4.0	0.05～0.22
	驱动方式	液压马达	电动机
	功率/kW	130	2×37.3
臂架俯仰机构	俯仰角度/(°)	−21.5～45	−16～43
	俯仰时间/min	20	4.5
	驱动方式	液压缸	钢丝绳
	功率/kW	共臂架回转机构	70
运行机构	运行速度/(m/min)	—	10～30
	车轮直径/mm	500	630
	车轮数量	海侧 10×2+陆侧 6×2	海侧 10×2+陆侧 8×2
	电动机功率/kW	10×13	8×15
臂架输送机	机型	波状挡边胶带机	普遍槽形胶带机
	带宽/mm	1600	1200
	带速/(m/s)	2.5	2.0
	功率/kW	110	90
臂架下刮板机	链速/(m/s)	0.1	—
	链轮直径/mm	260	
	功率/kW	2.2	

33.4 技术标准与规范

斗轮卸船机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考港口起重机、散料连续装卸设备和斗轮堆取料机的标准与规范，具体见表 33-2。

表 33-2 斗轮卸船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
2	JB/T 4149—2010	《臂式斗轮堆取料机技术条件》
3	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
4	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
5	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第 6 部分：连续装卸机械》
6	JT/T 373—1998	《斗轮式堆取料机修理技术规范》
7	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第34章

散货连续装船机

34.1 概述

34.1.1 发展现状

散货连续装船机(简称散货装船机)是现代港口散货码头的关键装卸设备之一,通过与后方输送机系统的衔接,将大宗散货连续装入散货船中。随着世界经济的发展,对钢铁和电力需求十分旺盛,推动着以煤炭和铁矿石为代表的大宗散货贸易及远洋运输迅猛发展,国际贸易的激烈竞争和少数矿业巨头的垄断不断推动船舶大型化、高效化。近年推出的40万吨VLOC超大型散货轮,载重能力从30万吨直接跳升到40万吨,因而大型化、高效化是散货装船机发展的必然趋势。国外发达国家对大中型装船机的生产使用较早,如巴西淡水河谷在20世纪60年代就使用了由日本等国生产的摆动式大型装船机(见图34-1)。改革开放后我国先是从日本、德国等发达国家进口大中型装船机,后再采用由发达国家设计、国内制造的引进模式生产的大中型装船机。

20世纪90年代末,随着中国经济的崛起,上海振华重工率先向巴西桑托斯港出口了一台1000t/h和一台1500t/h移动式散粮装船机。散货装船机在随后的20多年中获得了快速发展,2010年上海振华重工成功将自主设计的1台10000t/h矿石装船机交付巴西VALE阿曼矿石中心使用,2012年又成功向巴西MMX公司发运2台12000t/h矿石装船机。

除大型船舶远洋运输外,适应当地码头停泊条件的中小型散货船运输将长期存在。因此,中小型散货装船机也有一定市场需求。散货装船机是种类、形式较多的散货装卸设备。



图34-1 巴西的16000t/h直线摆动装船机

34.1.2 主要类型

散货装船机按货种可分为煤炭装船机、矿石装船机、散粮装船机、散装化工产品装船机等。按整机结构特点可分为固定式、摆动式、移动式等机型。在上述机型中以煤炭、矿石移动装船机使用最为普遍。

各种装船机主要由臂架带式输送机、装船溜筒、各种机构(如臂架伸缩、回转、俯仰、行走机构等)和尾车、金属结构、驱动和控制系统、司机操作室等组成。装船作业时,物料通常由后方带式输送机系统通过尾车将物料装载到臂架带式输送机送至臂架前端经溜筒装入船舱内。可通过臂架的伸缩、俯仰、回转和整机行走改变装料点位置,以适应船型、船舱和水位及装船工艺要求。

1. 固定式散货装船机

固定式散货装船机为装船机本身不能移动的固定墩式装船机、桅杆式装船机等,如图34-2所示。功能较全的固定式装船机设有臂架旋转、伸缩和俯仰机构以达到作业必要的覆盖面,大多采用转盘式回转支承。装船机一般固定在墩柱码头上,其悬臂带式输送机与转盘相铰接,另一端通过俯仰钢丝绳吊挂在固定立柱顶部。悬臂带式输送机可通过悬臂的伸缩,改变装船的幅度;通过悬臂的俯仰和回转,适应船型和水位的变化,以及在非工作状态下可以避让船舶和使整机转回到码头岸线内。

固定式散货装船机结构紧凑、布置方便,可节省码头水工投资。但固定式装船机因机型的局限性,其作业覆盖范围较小,往往以增加装船机的台数来弥补。有的一个泊位就设置5台,基本上为一舱一机。对于机台少的码头,必要时以移船来保证作业要求。固定式散货装船机在20世纪80年代前,因船型、码头、制造技术、投资等原因使用较多,但在近20年的国内外招投标实践中几乎没有再接触到过此类型散货装船机的需求。

2. 摆动式装船机

大型摆动式装船机由一大跨度的钢制桥架和置于桥架上方的带有装船臂架的移动小车组成。桥架与码头岸线呈垂直布置,后支点为水平铰点,前支腿为走行车轮。在行走机构的驱动下,摆动式装船机可沿码头前沿的轨道往返运行,使整个桥架绕后铰点左右摆动。桥架上的带装船臂架的小车可沿桥架前后运行,桥架和小车上的装船胶带式输送机为一条完整的输送机,并可适应小车移动。装船物料的供料点位于桥架后铰点处。

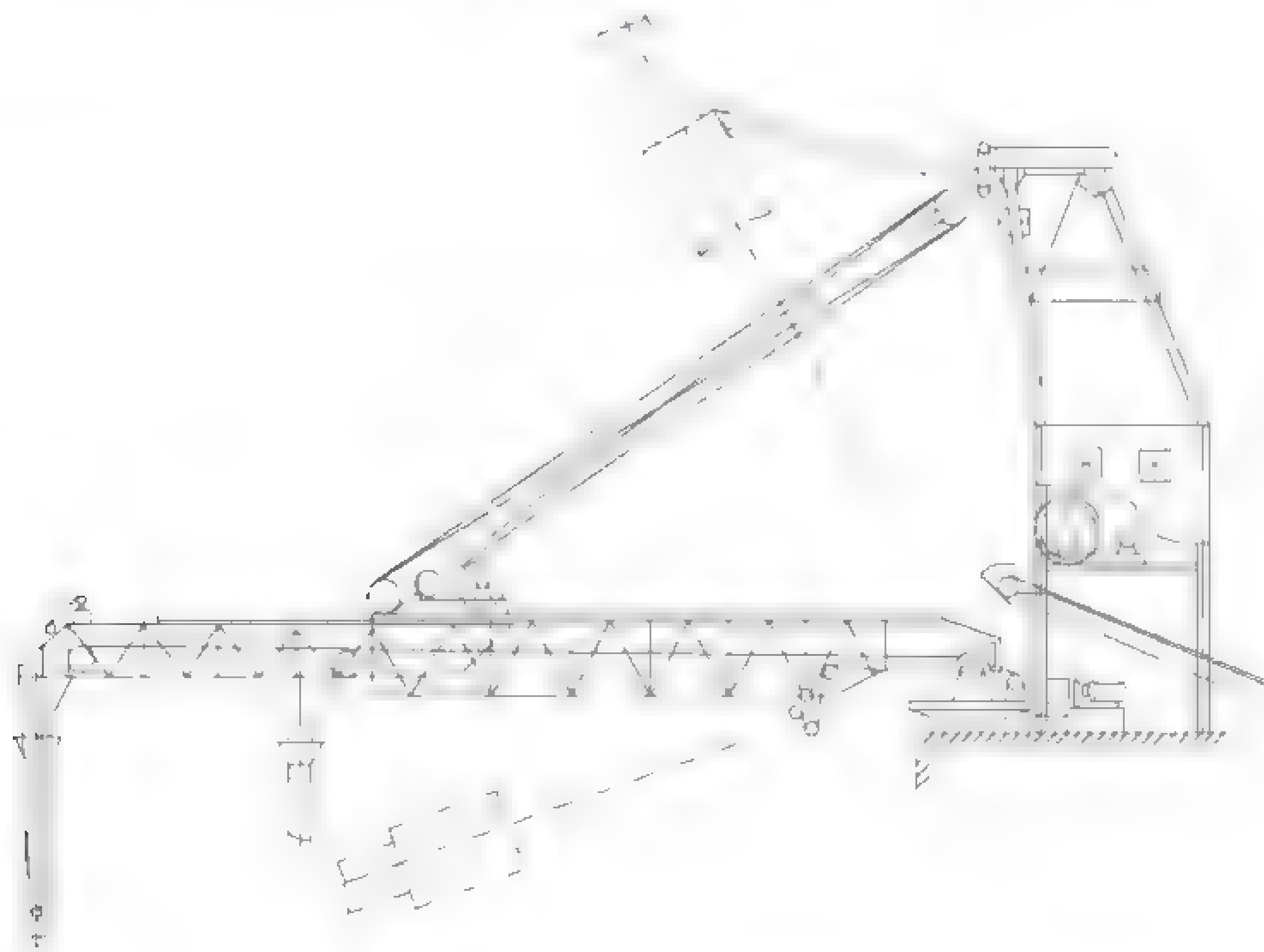


图34-2 固定式散货装船机

摆动式装船机利用前腿移动使整机的装船点摆动，近似移动式装船机沿码头岸线行走的功能，而装船小车在桥架上移动形成了装船机臂架的伸缩功能。摆动式装船机依前腿走行轨道的形状分为弧线式和直线式两种。通过上述的两个动作，弧线式装船机形成一个扇形作业覆盖面(见图 34-3)；直线式装船机形成一个近似矩形作业覆盖面(见图 34-4)。在装船机基本尺度相似的情况下，直线式装船机的作业覆盖大于弧线式装船机。其结构上的主要区别在于直线式装船机桥架的后支承铰点位置是可变的，装船机前走行轮与后铰点之间的距离在装船机摆动运行过程中随桥架所处位置而变化。装船机与码头岸线垂直位置时，距离最小；运行到轨道两端极限位置时，距离最大。摆动式装船机先有弧线式装船机，而后改进设计产生出直线式装船机，在国外还有双弧线摆动式装船机设计尝试优化设备、码头及装船工艺的优化。

摆动式散货装船机在国内外码头都有使用，在国外主要如巴西、挪威、澳大利亚、美国、阿根廷、莫桑比克等国主要使用大型摆动式装船机，作业于外海无掩护的大型散货码头上。装船机本体结构比较庞大，但码头水工结构工程简单，施工快，工程总造价比较低。而在国内则正好相反，摆动式装船机主要应用在河港趸船浮码头或水位差不大的直立码头上，这种装船机的结构较为简单，质量较小。

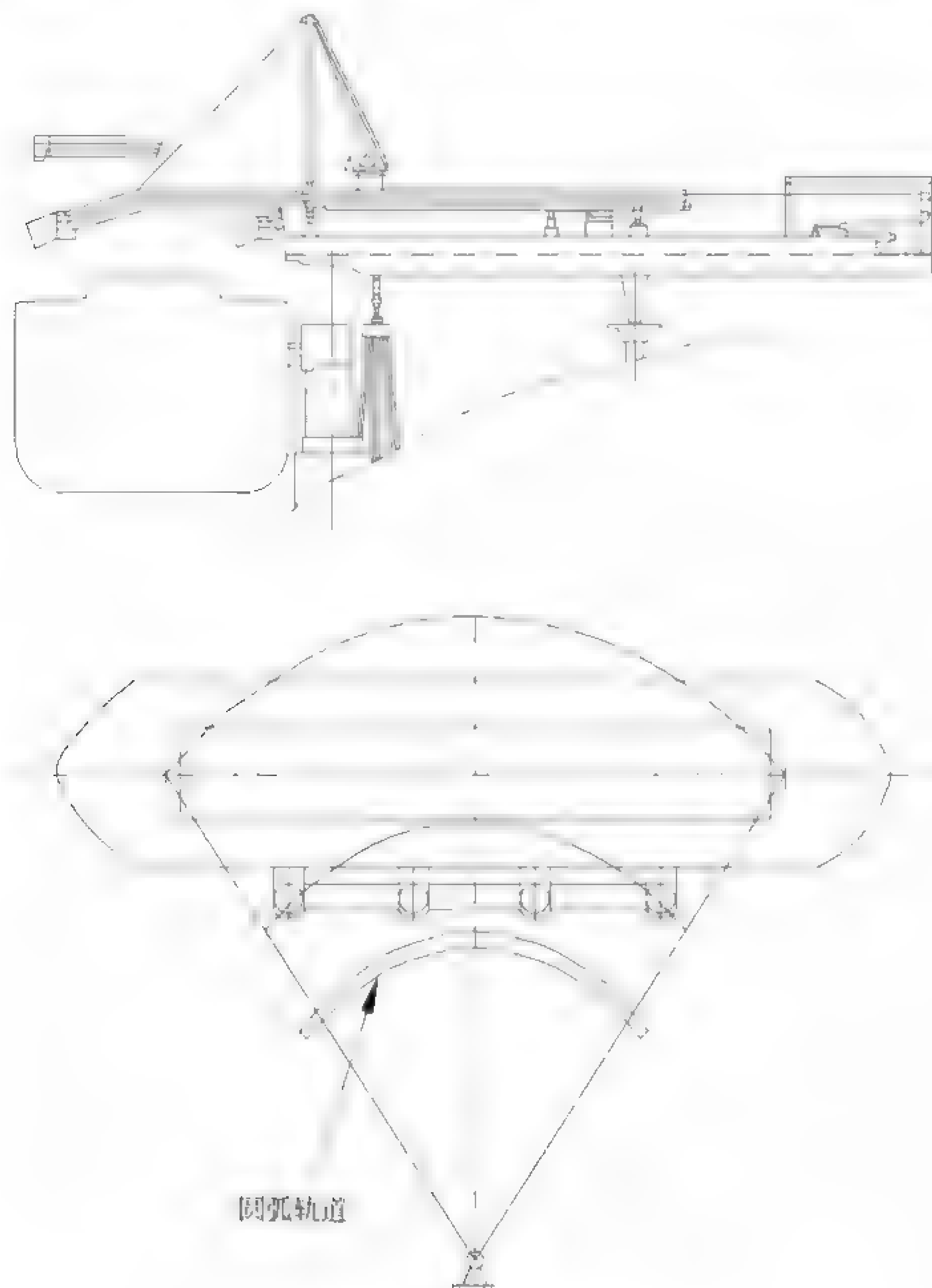


图 34-3　弧线摆动式散货装船机

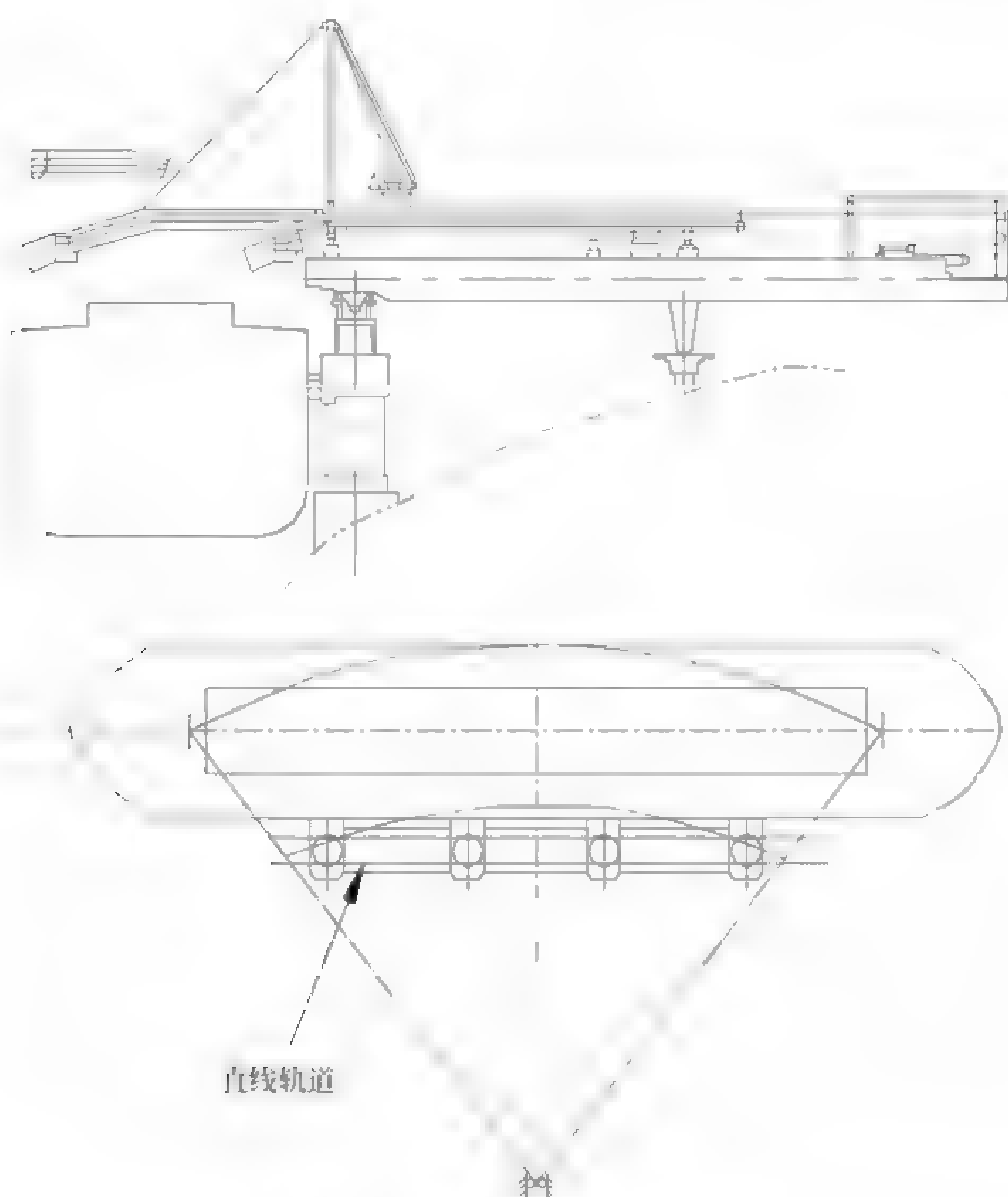


图 34-4　直线摆动式散货装船机

3．移动式装船机

移动式装船机以其沿码头前沿行走为特征，是现代散货码头应用最为普遍的散货装船机。与固定式装船机相比，移动式装船机以门架和门架上的塔架为主体，行走台车装于门架上，驱动整个装船机沿轨道移动，从而大大提高了装载作业覆盖面和作业的灵活性。移动式装船机一般具有大车走行，臂架俯仰、伸缩、回转，装载溜筒，臂架带式输送机及尾车等机构，以满足装船作业的基本功能。

移动式散货装船机主要适用于直立式码头，可沿码头岸线行走。它具有较完善的工作机构，可以获得较高的装船效率。移动式散货装船机结构较复杂，质量较大，对码头结构要求较高，后方输送机系统也比较复杂。但其使用机动灵活，便于对准舱口位置，可在每个泊位上配置较少的台数。移动式装船机大致可分为以下三种形式：臂架伸缩俯仰型移动式装船机(见图 34-5)；臂架回转伸缩俯仰型移动式装船机(见图 34-6)。



图 34-5　臂架伸缩俯仰型移动式散货装船机


(a) 臂架回转伸缩俯仰型移动式散货装船机


(b) 臂架回转伸缩俯仰型移动式散货装船机

图 34-6 臂架回转式散货装船机

1）臂架俯仰回转型移动式散货装船机

图 34 7 所示为典型的臂架回转型移动装船机布置图。

其臂架及臂架带式输送机可以伸缩、俯仰并可和回转平台、立柱等一同回转。在作业时，通过臂架的伸缩、回转和行走机构的配合来改变溜筒的装料位置。这种形式需要复杂的回转支承装置和较大的结构，机构多，质量大。但因有较完善的功能，可有较大的作业覆盖面和较高的装船效率，对船型的适应性强。亦可用于双侧靠泊的突堤码头，兼顾两个及以上泊位的装船作业。也有的装船机臂架为不伸缩的直臂架结构，简单轻巧，整机重量小。作业时，物料在回转中心转载，通过臂架的回转和导料溜筒或抛料装置将物料装到船舱内，一般适用中小型装船机。

2）臂架俯仰伸缩型移动式散货装船机

如图 34-8 所示，其臂架只作俯仰和伸缩动作。作业时，通过臂架伸缩和整机行走的配合来改变溜筒的装料位置，作业覆盖面为一固定的长条形，故适用于较固定的船型。由于没有复杂的回转支承及驱动装置，结构比较简单，质量较小。在非工作状态下，臂架应有较大的仰角，以便船舶靠离码头。



图 34 7 臂架回转型移动装船机布置图

1—装载溜筒；2—金属结构；3—伸缩机构；4—俯仰缠绕；5—司机室；6—电气房；7—俯仰机构；8—尾车；9—回转机构；10—大车运行机构；11—臂架带式输送机

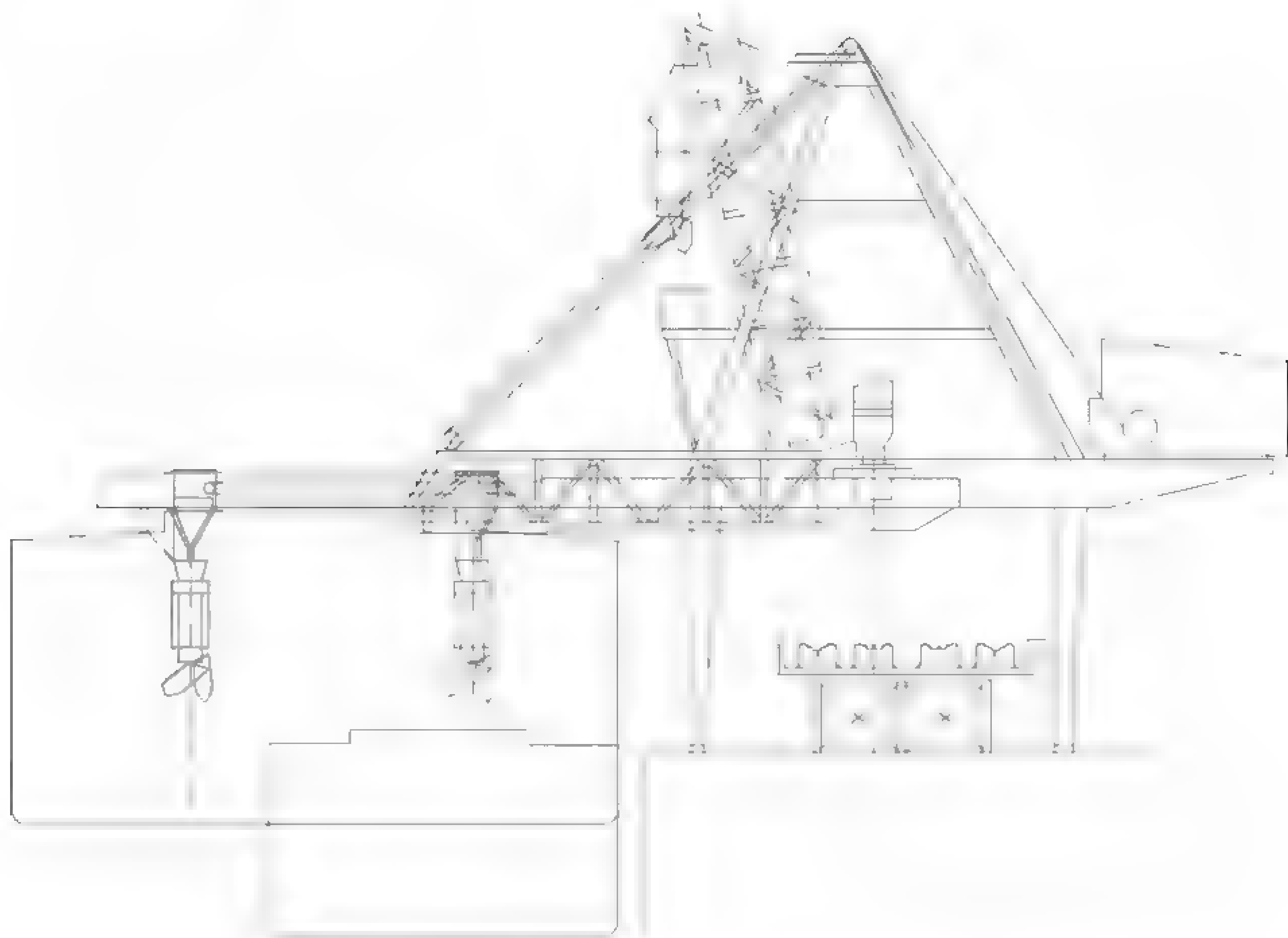


图 34-8 臂架俯仰伸缩型移动式散货装船机

34.2 散货装船机主要部件

34.2.1 伸缩溜筒系统

为了适应潮差水位变化、不同船型以及船舶空载满载而引起的吃水变化，在装船机臂架端部均设置伸缩式装船溜筒。溜筒的伸缩行程根据臂架俯仰角度范围、码头面高程、设计水位和船舶吃水等条件确定。在设计高水位时，装船机在臂架上仰、溜筒全缩状态下能使溜筒越过空载船舶的舱口围板进舱装载。在设计低水位时，臂架下俯，溜筒全部伸出，一般要求能对接近半载的船舶舱底进行装载，且落差能满足要求。

1. 伸缩溜筒的组成及结构

根据物料的不同，装船溜筒主要有直溜筒、导料溜筒和防尘溜筒等(见图 34-9)。



(a) 直溜筒



(b) 导料溜筒



(c) 防尘溜筒

图 34-9 溜筒主要形式

1）直溜筒

如图34 10所示，直溜筒主要采用多层套筒可伸缩式结构，比较适用于流动性较好的物料和对敞口驳船以及中小型海船装船作业的装船机。

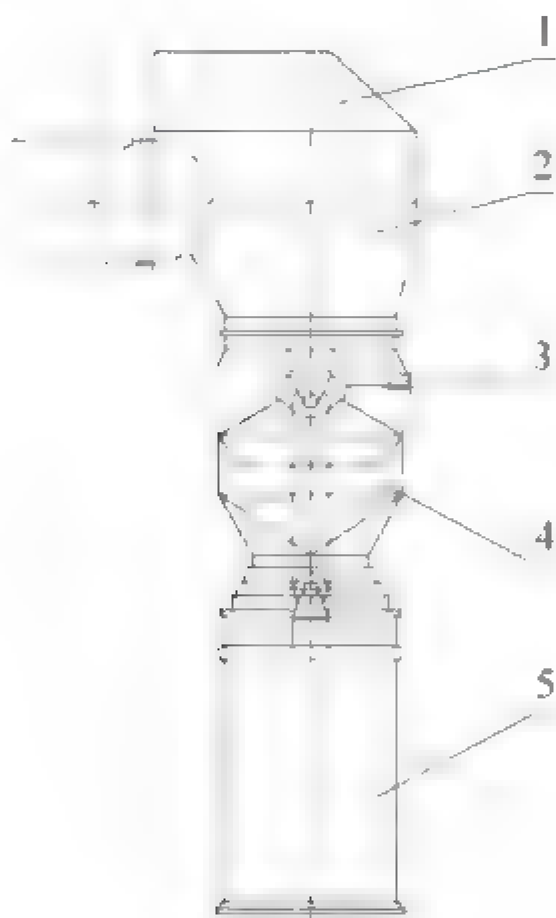


图34-10　直溜筒
1—护罩；2—漏斗；3—圆铰；4—过渡段；5—伸缩溜筒

2）导料溜筒

导料溜筒具有伸缩和回转功能，在溜筒下部装有抛料弯头，如图34-11所示。当物料从溜筒下落时，通过抛料弯头可将其抛到远处，并通过溜筒的回转与伸缩来调整落料的位置和高度。导料溜筒具有较好的平舱作用，船型适应性好，适用于大型船舶装船作业。

3）防尘溜筒

防尘溜筒主要用于粉粒状物料（如水泥、粉煤灰等）的装船作业。作业时将溜筒底部下降到舱底或料堆面，呈密闭状态，这样可以减少溜筒内物料下落所产生的粉尘飞扬。溜筒下端还装有料位传感器，当物料堆积到预定高度时，使溜筒自动提高。溜筒上端开有吸尘口，将落料所产生的尘气吸走，以达到除尘目的。

2. 伸缩溜筒驱动系统

装船溜筒伸缩机构主要由驱动装置和钢丝绳缠绕系统组成。直溜筒的驱动装置可布置在臂架端部上方，但为了减小臂端质量，通常将驱动装置移出臂架布置在后方。导料溜筒的驱动装置则必须布置在溜筒转台上。钢丝绳缠绕溜筒伸缩机构可以参照起重机起升机构进行设计，其最大起重载荷为溜筒可伸缩部分的重力。

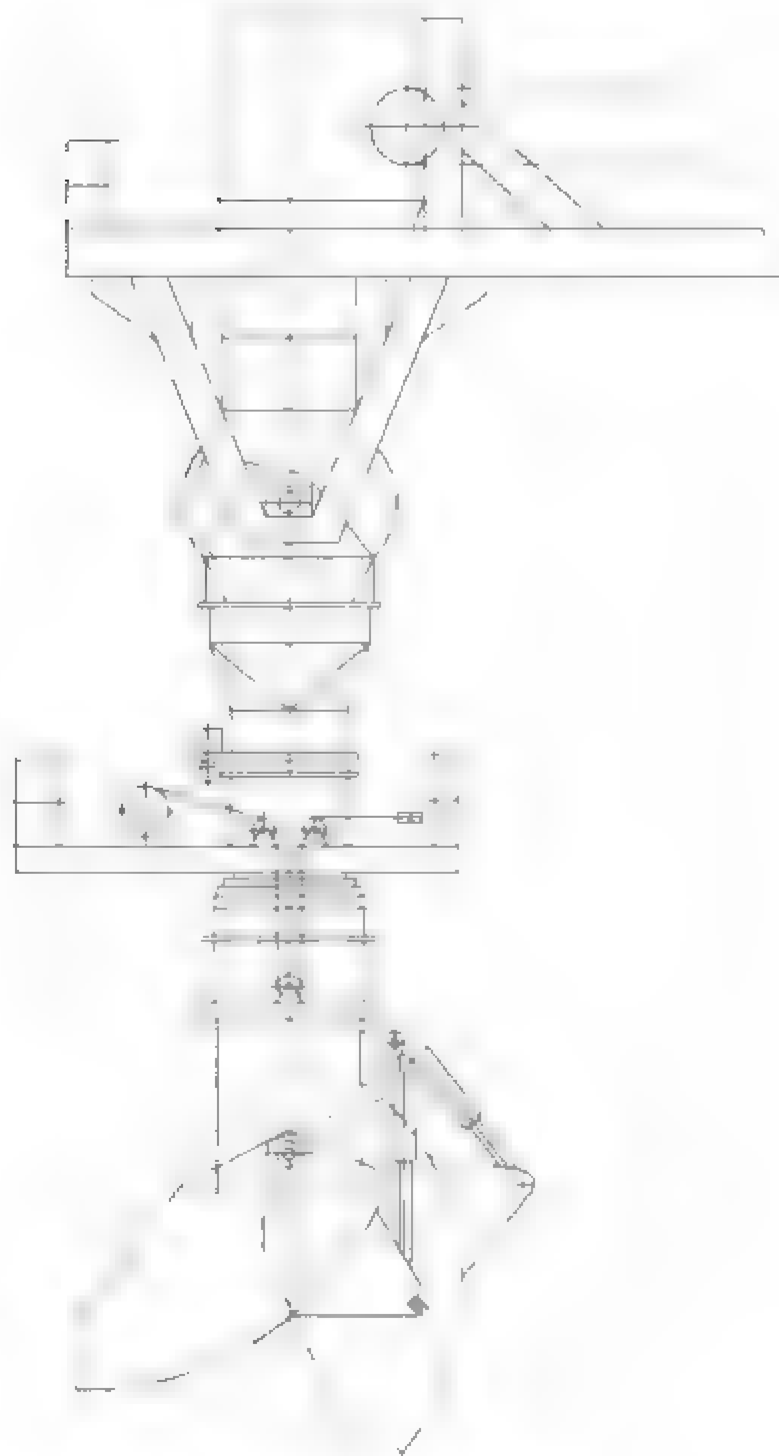


图34-11　导料溜筒

3. 导料溜筒回转机构

导料溜筒同时配置导料溜筒回转机构，使抛料弯头可多角度抛撒物料，起到平舱的效果。特别是煤炭，由于煤炭密度小，船舱基本要装满，需要及时平舱，能回转的抛料弯头起到了很好的作用。受抛料弯头摆动机构供电线路或供油管路的限制，溜筒最大能实现略小于±180°的回转，不能实现无限制自由回转。

34.2.2　尾车系统

尾车以一定的角度将地面带式输送机上的物料导引到尾车头部的卸料滚筒，通过尾车头部设置的卸料料斗，将物料输送到装船机的臂架带式输送机上。尾车倾斜角度一般不应超过18°。尾车结构一般采用板梁结构或者桁架结构，可以根据需要，在尾车结构上布置电

气房、电缆卷取装置、喷淋润滑装置等附属装置。

尾车根据结构形式一般可分为：单尾车、双尾车、交叉尾车；根据布置位置一般可分为：共轨尾车、高架尾车。尾车一般不带行走驱动机构，装船机通过连杆牵引尾车行走。

1. 单尾车

单尾车一般由尾车结构、尾车带式输送机、从动车轮组等组成。整个尾车通过下部的拉杆与主机行走装置相连，并由主机拖动行走。单尾车功能比较单一，带式输送机单向运行，将物料通过尾车头部的料斗从地面皮带输送到装船机的臂架皮带上。单尾车带式输送机示意如图 34-12 所示。

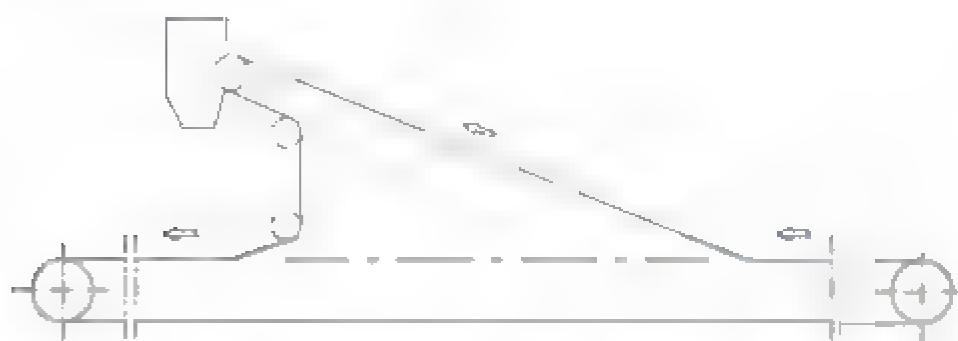


图 34-12 单尾车带式输送机示意图

2. 双尾车

双尾车一般由主尾车和副尾车组成，具有旁通功能，可通过副尾车将物料输送到主尾车，再通过主尾车带式输送机将物料输送到装船机臂架带式输送机上。也可以通过旁通功能，使物料不经过主尾车，直接通过副尾车进入系统设定的下一流程。

活动式副尾车带式输送机如图 34-13 所示。

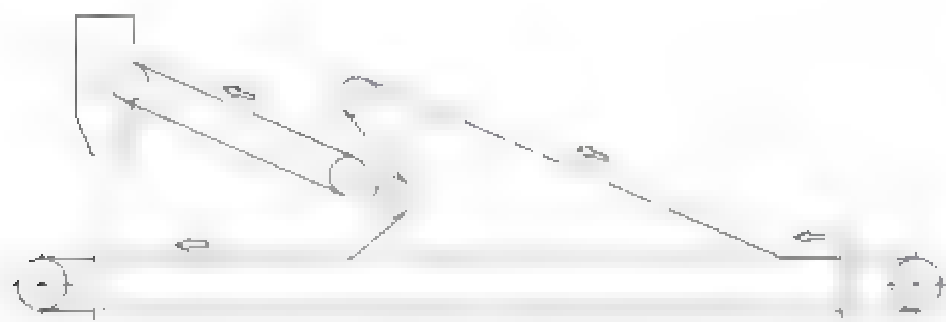


图 34-13 双尾车(活动式副尾车)带式输送机示意图

3. 交叉尾车

交叉尾车一般也由主尾车和副尾车组成，主尾车和副尾车呈交叉状布置在尾车主结构上。交叉尾车结构比较紧凑，相对于普通尾车，其整体长度较短，适用于码头长度较短、对装船机工作行程要求较高的码头。交叉尾车带式输送机如图 34 14 所示。

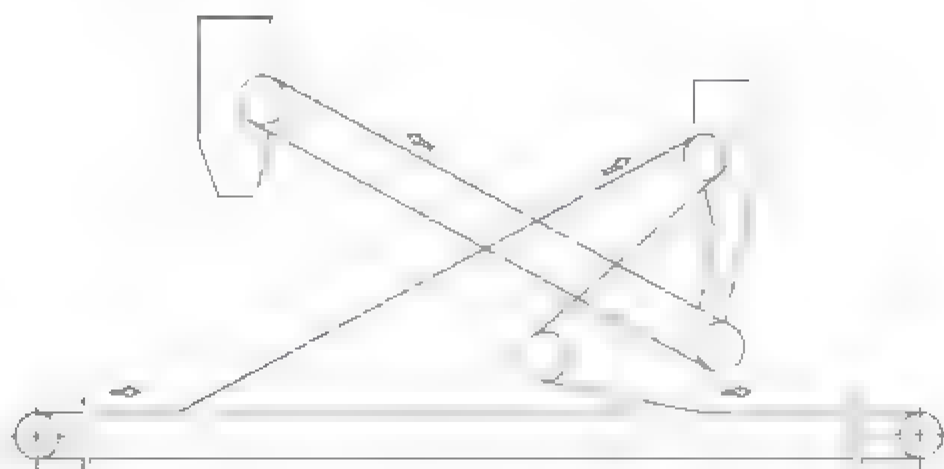


图 34-14 交叉尾车带式输送机示意图

4. 高架尾车

高架尾车(见图 34-15)一般应用于单尾车。尾车行走机构的轨道布置在码头带式输送机廊道支承结构上。码头带式输送机廊道支承结构一般设置较高，这样会使尾车头部卸料滚筒与码头带式输送机之间的高度距离减小，减少尾车的长度及结构的重量，使尾车整体尺寸相对较小。这种布置方式有利于增加装船机的工作行程，比较适用于码头尺寸受限又对装船机行程要求较长的码头。另外，采用此种方式布置的码头，码头带式输送机一般设置在码头一侧，处于装船机轨道的外侧，这样不占用装船机轨道之间的码头空间，有利于多种码头设备的操作。

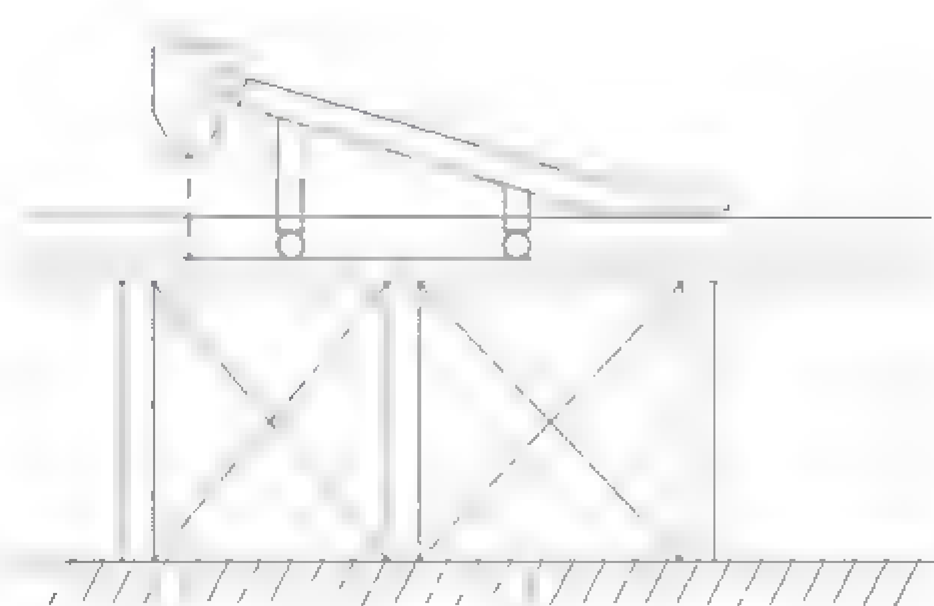


图 34-15 高架尾车示意图

5. 共轨尾车

共轨尾车的尾车行走机构的轨道和装船机共用同一轨道，这样使尾车头部卸料滚筒与尾车行走轨道之间的高度距离较大，使尾车的整体尺寸相对较大。这种布置方式，因尾车与主机共用轨道，无须再另外设置轨道，可以降低对码头带式输送机廊道支承结构的要求。

单尾车、双尾车、交叉尾车均有较多采用共轨尾车。共轨尾车如图 34 16 所示。

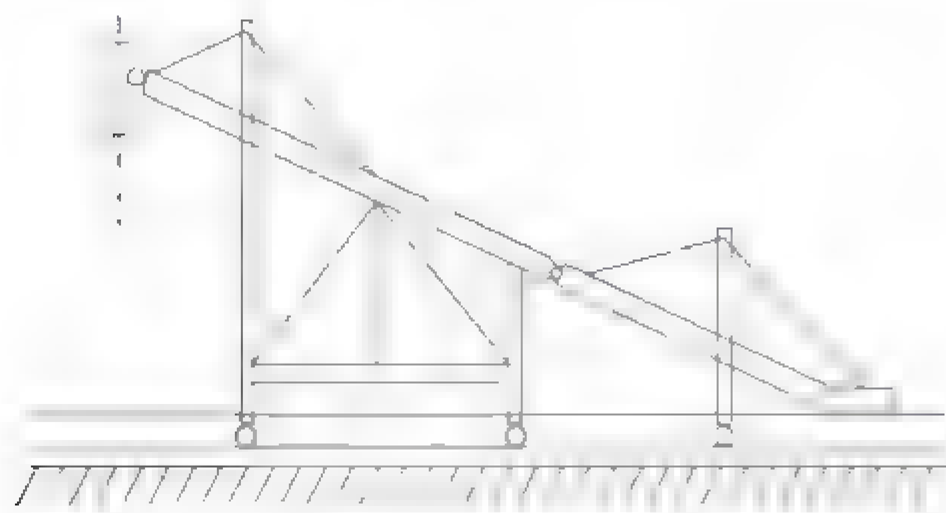


图 34-16 共轨尾车示意图

34.2.3 臂架伸缩系统

装船机通过带式输送机输送物料实现装船，带式输送机借助用臂架通过回转、伸缩、俯仰的单项运动或组合运动来给定装料点实现覆盖所有船舱装船作业。臂架伸缩系统主要由伸缩架、固定架、伸缩驱动机构等组成。臂架的质量对整机的质量和轮压影响很大，故在满足带式输送机安装布置和维修要求时，应尽可能减轻重量。

1. 伸缩架与固定架

伸缩架又称内臂架。伸缩架多数采用板梁桁架结构，板梁上下端均设有伸缩轨道。伸缩架固定托辊、滚筒、溜筒及其伸缩驱动装置等。

固定架又称为外臂架，多为空间桁架结构，主要固定托辊、滚筒和伸缩架的支承滚轮等。

2. 臂架伸缩驱动机构

臂架伸缩驱动主要有齿轮齿条驱动、齿轮针销驱动、钢丝绳驱动、链条驱动等传动形式。从国内外产品实践看，多数采用小齿轮及针销驱动形式。驱动机构由电动机、制动器、减速器、驱动小齿轮、针销等组成，通常两套驱动机构沿臂架中心线对称布置。驱动机构布置在固定臂架端部，而针销则带动内臂架实现伸缩运动。

34.2.4 物料输送系统

连续式散货装船机物料输送系统主要由上机输送系统、臂架输送系统、溜筒及转接装置等组成。

臂架输送系统根据臂架形式有固定输送机和伸缩输送机。固定输送机适合单臂架，其布置方式与常规输送机相同。伸缩输送机的布置方式主要有以下几种。

1. 双带式

如图 34-17(a)所示，采用两条固定式输送机分别安装在伸缩架和固定架上，其布置简单可靠。由于分别驱动，故可选较小的拉紧和驱动装置，但臂架的结构尺寸较大并增加了一个转载点，一般用于小型装船机。

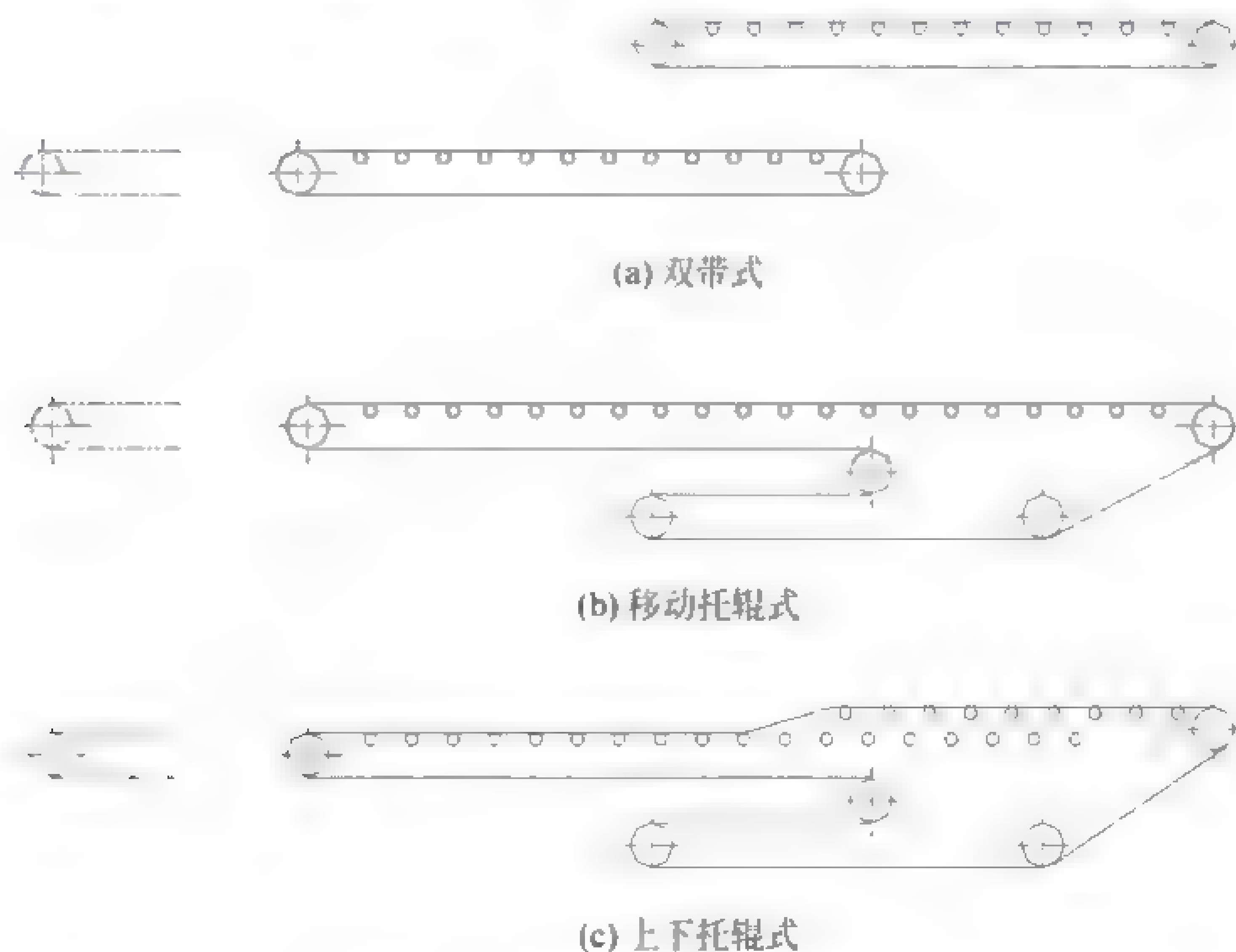


图 34 17 伸缩输送机布置方式

2. 移动托辊式

活动臂架和固定臂架上的承载托辊布置成同一高度，在固定臂架后方布置有数组可移动的托辊，托辊之间用链条或钢丝绳连接。活动臂架尾部及固定臂架头部有带式输送机补偿改向滚筒。当活动臂架缩进时，带式输送机承载段带长的减少通过一对补偿改向滚筒相对位置的增大予以抵消，移动托辊则被压缩；反之，移动托辊被拉开，如图34-17(b)所示。

移动托辊的布置方式有两种：当固定臂架后方纵向长度较大时，可采用并列布置方式；当纵向长度受限制时，为避免为此而增加臂架长度或减少伸缩距离，可采用交叉布置方式。

3. 上下托辊式

在固定臂架内采用吊挂托辊，活动臂架上采用支承托辊，两组托辊上下错位布置。当活动臂架缩进时，其部分托辊与胶带分离，处于吊挂托辊下方，如图34-17(c)所示。

34.2.5 俯仰机构

俯仰机构大多采用钢丝绳卷筒系统，驱动装置一般布置在机器电器房内，由电动机、减速器、卷筒、高速制动器、低速制动器、应急电机等组成。设计方法与构造原理与一般港口起重机臂架俯仰机构相同。也有一些装船机采用液压缸俯仰形式，采用这种形式时，一般需对臂架进行配重平衡。

34.2.6 回转机构

回转机构一般由回转支承装置和回转驱动装置组成。回转支承主要有滚动轴承式和轨道车轮式。对应直径4.5m以下的回转轴承，国产或合资品牌能方便采购，更大直径的回转轴承目前主要依赖进口。对大型装船机考虑备件、运输、维修更换等原因，用户倾向于采用回转轨道车轮式。其驱动装置主要由电动机、极限力矩联轴器、减速器、小齿轮和大齿轮或销轴等组成。

34.2.7 运行机构

运行机构采用相同能力的一般港口起重机的运行机构。

34.3 装船机选型计算

装船机机型品种多，选型需服从港口总体工艺设计要求，综合考虑码头、船型、环境等因素，目前国际上没有统一规则，主要根据实践经验及参考一些专业文献进行选型设计。

34.3.1 装船能力的确定

表34-1为近20年来从国内外市场获得散货装船机订单生产率与船型的对照表，从中可以看出相同的生产率对应的船型变化很大，设备的选型更多的是需要服从于码头综合条件。

也有些资料根据对国内外部分散货码头分析，在散货装船机选型中总结出船型与装船能力之间的大致对应习惯。表34-2为装船能力与船型大小的参考关系，表34-3为常见散货船设计船型参考尺寸。

表34-1 国内外散货装船机船型与生产率对照表

码头名称	国家	船型/万t	装船机生产率/(t/h)			台数
			物料	额定	最大	
桑托斯港	巴西	1.5～4.0	糖	1000	1150	1
巴那拉瓜港	巴西	2.0～12.5	谷物	1500	1800	1
黑德兰港	澳大利亚	2.5～7.5	盐	3500	3500	1
魁北克SEABULK码头	加拿大	3.3～16.5	焦炭/铁矿石	3500	4200	1
阿联酋UAG码头	阿联酋	3.0～8.0	石子	4000	4400	1
阿拉巴马港	美国	3.5～15.0	煤炭	4500	5000	1
印度GPL码头	印度	4.0～20.0	铁矿石	4500	5400	1

续表

码头名称	国家	船型/10^4DWT	装船机生产率/(t/h)			台数
			物料	额定	最大	
洛比托港	安哥拉	2.0～10.0	铁矿石	5000	5500	1
杰拉尔顿港	澳大利亚	3.0～7.0	铁矿石	5000	5500	1
印度达姆拉码头	印度	6.0～18.0	铁矿石	5000	5500	1
首钢秘鲁圣尼古拉斯港	秘鲁	1.0～20.0	铁矿石	6000	6600	1
阿曼苏哈码头	阿曼	3.5～15.0	铁矿石	10000	12000	1
LLLX公司阿苏港	巴西	7.0～20.0	铁矿石	12000	15000	2
马达加斯加QMM	马达加斯加	3.0～6.0	铁矿石	2000	2200	1
镇江港大港港区	中国	0.05～0.5	铁矿石	1250	1700	2
南京明州码头	中国	0.15～0.5	铁矿石	1250	1500	1
珠海港高栏港区煤炭码头	中国	0.3	煤炭	1500	1800	2
珠海港高栏港区煤炭码头	中国	0.2～7.0	煤炭	2000	2400	1
宁波港镇海港区	中国	0.05～0.5	煤炭	2500	3000	1
上海港罗泾煤码头	中国	0.05～0.5	煤炭	2500	3000	1
珠海港神华煤炭储运中心	中国	0.5～5.0	煤炭	3000	3300	4
太仓武港码头	中国	0.2～1.5	铁矿石	4200	5000	2
		0.2	铁矿石	2000	2400	1
福州可门港	中国	0.5～5.0	煤炭/铁矿石	5000	6250	1
宁波港北仑港区矿石码头	中国	1.0～5.0	铁矿石	5000	6250	4
河北黄骅港煤码头	中国	2.5～10.0	煤炭	6000	6700	4
曹妃甸煤码头	中国	1.5～15.0	煤炭	6000	6700	8
唐山港京唐港区	中国	2.0～10.0	煤炭	6500	7200	7
辽宁营口港鲅鱼圈港区	中国	1.0～10.0	煤炭	6000	7500	2

表 34-2 装船能力与船型大小的参考关系

船型/10^4DWT	1.5以下	3.5	5.0	10.0	10.0以上
装船能力/(t/h)	2000	2000～5000	4000～6000	6000～8000	8000～160000

表 34-3 常见散货船设计船型参考尺寸

项目名称 / 吨级/DWT	长度				宽度			型深			吃水	
	全长 *L*	船首长度 *A*	舱口长度 *C*	船尾长度 *G*	船宽 *B*	舱口宽度 O/B/O *b*	舱口宽度 O/O *b*	型深 *H*	舱口高度 *e*	全高 *D*	满载吃水 *T*	轻载吃水 *t*
5000	110	10	72	18	15	6.5	—	6.8	0.7	7.5	6.5	2.2
10000	150	14	101	25	20	9	9	11	1.2	12.2	8.5	2.6
12500	150	15	108	27	20.5	9.4	9	11.5	1.4	12.9	8.5	2.7
15000	163	16	118	29	21.8	9.8	9	12.2	1.4	13.6	9.3	2.8
20000	170	17	122	31	23	10	9	13.4	1.6	15	10	3.1
25000	180	18	130	32	25	10.6	9	14	1.6	15.6	10.4	3.2
30000	190	19	136	35	26	11.4	9	14.6	1.6	17.1	10.8	3.5
40000	205	22	147	36	29	12.2	9	16.2	1.6	17.8	11.8	4

续表

项目名称 / 吨级/DWT	长度				宽度			型深			吃水	
	全长 L	船首长度 A	舱口长度 C	船尾长度 G	船宽 B	舱口宽度 O/B/O b	舱口宽度 O/O b	型深 H	舱口高度 e	全高 D	满载吃水 T	轻载吃水 t
50000	230	23	166	41	32	13.2	9	17.5	1.8	19.3	12.7	4
63000	240	24	172	44	34.6	14.8	9	18.9	1.8	20.7	13.1	4.2
80000	250	25	180	45	37.4	16.6	9	19.6	2	21.6	13.8	4.4
100000	260	26	186	48	39	18.8	9	21.4	2	23.4	15.2	5
125000	280	28	200	52	42	19.4	12.4	24	2.5	24.5	17	5.2
160000	300	30	215	55	46	20	12.4	25.9	3	27	18.1	5.5
200000	322	32	232	58	50	22.4	14	27.3	3.5	29.5	19	5.7
250000	335	35	240	60	56	25	14	28	3.5	31.5	20	6
300000	339	—	—	—	58	—	—	30	—	—	—	6.8
350000	342	—	—	—	63.5	—	—	30	—	—	—	6.8
400000	361	—	—	—	65	—	—	30.5	—	—	—	7

注：表中舱口宽度 O/B/O 包括 BULK、ORE、CARGO 全部船型，O/O 指 ORE/OIL 船型。

34.3.2 系统配置

每个泊位装船机台数的配置，有多机与少机两种方式。简易装船机（如固定装船机）可采用多机方案，一般的专业化散货装船泊位采用一个泊位配一台装船机、至多二台装船机的少机配备方式。

各类装船机装船作业的基本要求为：对设计船型应覆盖其全部舱口，对于兼顾船型也应基本上适应。对于移动装船机而言，当多个泊位连接布置时，每个泊位只设一台装船机，有条件的，可将装船机的活动范围延伸到相邻泊位进行装船作业，以增加装船作业的灵活性。一旦装船机检修或出现其他问题时，相邻泊位的装船机可协助作业，必要时一个泊位还可双机或多机作业，以提高装船效率，缩短船舶待港时间。当装船机采用体型大的直爬式尾车时，对多有双机或三机作业的泊位，需研究并机作业工况，尽可能减小并机距离。

34.3.3 机型选择

散货码头装船机式样繁多，但归结起来有三种基本类型，各类型有其各自适应的条件和优势。在选型时，要结合工程具体条件，选择能发挥其优势的机型。从多年的工程实践看，专业化大型散货装船码头选用移动式装船机最为普遍。

34.3.4 主要参数选定

1. 外伸距

一般以装船机溜筒中心至前轨中心或旋转中心计算。最大设计船型舱口的外侧围板和最小设计船型舱口内侧围板的位置是选定装船机最大外伸距离和最小外伸距离的依据，在此基础上再考虑装船机溜筒至舱口围板保留 1～1.5m 的距离即可。两者之差即为臂架伸缩行程。

2. 臂架高度

装船机作业考虑的最高点和最低点以设计船型空载高潮和重载低潮为依据，并注意将船舶甲板拱高和舱口围板高度计算在内。

臂架俯仰要求装船机臂架非工作俯仰角度以将臂架全部缩回至码头岸线以内为原则。臂架工作俯仰角度范围不宜超过$-12°\sim+16°$，以$-10°\sim+15°$最适合使用。

3. 装船机尾车位置

对于带回转机构的移动式装船机，除非另加中继输送机外，直爬式尾车必须放在旋转中

心线位置。对非旋转的移动式装船机的尾车位置，从装船机总体设计考虑，应远离臂架铰点，否则落料点与臂架俯仰时的臂架输送机胶带折曲不好处理，那就只有将臂架向铰点后面延伸一段，将臂架带式输送机的尾部完全置于臂架上，这就避免因臂架俯仰带来的胶带折曲的弊端。如果尾车设在装船机后轨外侧，就上述问题而言，就可以回避了。但往往因码头的总体布置问题，特别是突堤式码头，需要布置紧凑，当尾车布置在门架跨中时，整个码头断面的工艺设计时就应考虑到尾车供料点与臂架铰点的关系，其最小距离应在3m以上，否则结构上难以处理。

34.3.5　工作级别

装船机国家标准尚未发布，因此现行装船机工作级别主要依据为FEM标准第Ⅱ部分：移动式散货物料连续装卸设备设计规范。实际应用中并没有统一要求，以下为工作繁重的专业化散货码头大型装船机工作级别的参考例子（见表34-4），一般整机工作级别取A8，结构构件取E8。

表34-4　装船机工作级别

机构名称	使用等级	载荷等级	机构组别
臂架和尾车带式输送机	T_8	L4	M8
俯仰机构	T_5	L4	M7
伸缩机构	T_5	L4	M7
大车行走机构	T_5	L4	M7
回转机构	T_6	L4	M8

34.4　其他相关设计因素

34.4.1　装船缓冲仓

根据船方要求的作业方式，一般船舶装载过程最少有十余次更换舱口的作业，每次换舱移机都需中断取料装船，待沿线输送机上物料排空后，开始移机换舱，或者整个装船作业线全线紧急停机，待换舱完成后，再重新启动输送机系统和恢复取料机的取料作业继续装船。这对整个装船作业时间的影响较大，当堆场距码头较远时，移舱的影响尤为突出。

为充分利用这些因换舱移机中断作业的时间，可在系统中设置缓冲仓。在装船机换舱中断装船时，堆场取料不间断，系统中的散货物料暂时进入设在码头根部的缓冲仓内。当移舱完成恢复装船作业时，缓冲仓储存的物料在下一个船舱装载过程中一并装入舱内。因此，在设有缓冲仓的装船系统中，装船机及仓下胶带输送机的额定能力需要加大，具体加大的数值取决于取料机的能力和移机换舱的作业时间。由于换舱作业时堆场取料不停顿，即省去了装船机换舱作业时间，从而缩短了船舶的装卸作业时间，码头的通过能力将得到提高。

34.4.2　码头面布置

装船码头面的工艺布置与所采用的工艺方案和装船机机型有关。由于除移动式装船机外，其他形式的装船机对码头相对固定，这里仅以移动式装船机的布置为侧重点进行介绍。

按设计船型停靠泊位时，首尾舱口最大范围为正常作业范围。如果泊位上不止1台装船机，或者相邻泊位的装船机可移至本泊位作业，可在正常装船作业范围外设置装船机检修位置，以便装船机检修时还可以进行装船作业。

附属设施及预埋件包括：

（1）装船机轨道的尽端设带有缓冲垫的止挡器，其由预埋螺栓紧固。

（2）在装船机检修位置及沿其工作范围设若干组防风锚定装置，其形式可嵌固在轨道梁内，或预埋钢板安装时再行固结。

（3）装船机顶升支承点预埋件位于装船机检修位置，用于装船机更换行走台车等工作时，安设千斤顶顶升装船机的支点。

（4）装船机防尘取水用的供水槽沿装船机工作范围全程设置。通常将供水槽布置在对装船作业影响较小的后轨附近，也有将供水槽设在码头上的高架输送机栈桥上。在确定供水槽位置后，机上取水管亦应按此设计。

供水槽安装预埋件要求由水槽设计者提供，前三项设施预埋件形式、荷载、埋设要求应

由装船机制造厂提供，但埋入混凝土结构中的部分一般由码头承包方自行施工。

34.4.3 环境保护

散货物料在运输装船作业中易产生粉尘。工业化对环境危害的影响与人类社会对环境要求的日益提高对设备的环保技术提出了双重挑战，因此各港口码头都十分重视环保工作，其中防尘除尘被作为装船设备的一项基本要求。防尘主要是在皮带和物料装载、落料点采取防风或密封措施。如沿带式输送机设防风挡板，或加防风罩，在转载点用头罩加以封闭等。除尘则主要有洒水除尘、干雾除尘、干式除尘等方式。从多年的实践看，煤炭、矿石装船作业一般采用洒水除尘和干雾除尘。主要是在尾车、中继尾车、臂架带式输送机之间的物料转载处对由于物料流程落差而扬起的灰尘喷洒水雾，装船溜筒出口处通常也设有喷头。从实践效果看，对煤炭、矿石洒水除尘是最常用最有效的方式，但洒水除尘耗水量较大、寒冷地区易结冰是它的弱点。而近年来干雾除尘技术有所进步，但在有风条件下，效果也受影响。而干式除尘主要适合于散粮、化肥等不能用水的货物中，应根据货物的条件与除尘设备厂家商定合适的设备。

34.5 典型产品技术性能

表34-5～表34-17给出了各类散货装船机的技术参数。

1. 臂架回转伸缩俯仰型移动式散货装船机（表34-5～表34-10）

表34-5 1250t/h装船机主要技术参数

基本参数	物料种类		铁矿石	速度参数	臂架伸缩速度(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		1250		臂架皮带速度/(m/s)		2
	最大生产率/(t/h)		1700		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		双500t驳船并装		回转速度/(r/min)		0.05～0.15
	轨距/m		15	最大轮压	海侧/t	工作状态	30
	最大前伸距/m		22			非工作状态	30
	伸缩行程/m		9		陆侧/t	工作状态	30
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	12～+12			非工作状态	30
		非工作最大仰角	35	其他参数	大车车轮数		24
	单程俯仰时间/min		5		轨道型号		QU120
	臂架皮带宽度 m		1.2		装机总功率/kW		～260
	回转角度/(°)		−115～+115		供电电源		6kV,50Hz

表34-6 2000t/h装船机主要技术参数

基本参数	物料种类		煤炭	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		2000		臂架皮带速度/(m/s)		4.2
	最大生产率/(t/h)		2400		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		2000t驳船		回转速度/(r/min)		0.05～0.15
	轨距/m		30	最大轮压	海侧/t	工作状态	30
	最大前伸距/m		28			非工作状态	35
	伸缩行程/m		15		陆侧/t	工作状态	30
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	12～+12			非工作状态	34
		非工作最大仰角	35	其他参数	大车车轮数		40
	单程俯仰时间/min		4.5		轨道型号		QU100
	臂架皮带宽度/m		1.4		装机总功率/kW		～350
	回转角度/(°)		−15～+90		供电电源		10kV,50Hz

表 34-7　3000t/h 装船机主要技术参数

<table>
<tr><td rowspan="12">基本参数</td><td colspan="2">物料种类</td><td>煤炭</td><td rowspan="4">速度参数</td><td colspan="2">臂架伸缩速度/(m/min)</td><td>0～6</td></tr>
<tr><td colspan="2">额定生产率/(t/h)</td><td>3000</td><td colspan="2">臂架皮带速度/(m/s)</td><td>4.2</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大生产率/(t/h)</td><td>3300</td><td colspan="2">大车速度/(m/min)</td><td>30</td></tr>
<tr><td colspan="2">适应船型</td><td>5000t～50000t</td><td colspan="2">回转速度/(r/min)</td><td>0.05～0.15</td></tr>
<tr><td colspan="2">轨距/m</td><td>24</td><td rowspan="4">最大轮压</td><td rowspan="2">海侧/t</td><td>工作状态</td><td>30</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大前伸距/m</td><td>26.4</td><td>非工作状态</td><td>35</td></tr>
<tr><td colspan="2">伸缩行程/m</td><td>13</td><td rowspan="2">陆侧/t</td><td>工作状态</td><td>35</td></tr>
<tr><td rowspan="2">臂架俯仰角度/(°)</td><td>工作范围</td><td>−12～+12</td><td>非工作状态</td><td>40</td></tr>
<tr><td>非工作最大仰角</td><td>35</td><td rowspan="4">其他参数</td><td colspan="2">大车车轮数</td><td>40</td></tr>
<tr><td colspan="2">单程俯仰时间/min</td><td>3.4</td><td colspan="2">轨道型号</td><td>QU100</td></tr>
<tr><td colspan="2">臂架皮带宽度/m</td><td>1.6</td><td colspan="2">装机总功率/kW</td><td>～350</td></tr>
<tr><td colspan="2">回转角度/(°)</td><td>−75～+90</td><td colspan="2">供电电源</td><td>10kV,50Hz</td></tr>
</table>

表 34-8　5000t/h 装船机主要技术参数

<table>
<tr><td rowspan="12">基本参数</td><td colspan="2">物料种类</td><td>铁矿石</td><td rowspan="4">速度参数</td><td colspan="2">臂架伸缩速度/(m/min)</td><td>0～6</td></tr>
<tr><td colspan="2">额定生产率/(t/h)</td><td>5000</td><td colspan="2">臂架皮带速度/(m/s)</td><td>3.5</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大生产率/(t/h)</td><td>5500</td><td colspan="2">大车速度/(m/min)</td><td>30</td></tr>
<tr><td colspan="2">适应船型</td><td>5000t～50000t</td><td colspan="2">回转速度/(r/min)</td><td>0.05～0.15</td></tr>
<tr><td colspan="2">轨距/m</td><td>14</td><td rowspan="4">最大轮压</td><td rowspan="2">海侧/t</td><td>工作状态</td><td>33</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大前伸距/m</td><td>28.5</td><td>非工作状态</td><td>32</td></tr>
<tr><td colspan="2">伸缩行程/m</td><td>13</td><td rowspan="2">陆侧/t</td><td>工作状态</td><td>10</td></tr>
<tr><td rowspan="2">臂架俯仰角度/(°)</td><td>工作范围</td><td>−12～+12</td><td>非工作状态</td><td>21</td></tr>
<tr><td>非工作最大仰角</td><td>35</td><td rowspan="4">其他参数</td><td colspan="2">大车车轮数</td><td>32</td></tr>
<tr><td colspan="2">单程俯仰时间/min</td><td>5.5</td><td colspan="2">轨道型号</td><td>QU100</td></tr>
<tr><td colspan="2">臂架皮带宽度/m</td><td>1.2</td><td colspan="2">装机总功率/kW</td><td>～580</td></tr>
<tr><td colspan="2">回转角度/(°)</td><td>−90～+105</td><td colspan="2">供电电源</td><td>6kV,50Hz</td></tr>
</table>

表 34-9　10000t/h 装船机主要技术参数

<table>
<tr><td rowspan="12">基本参数</td><td colspan="2">物料种类</td><td>铁</td><td rowspan="4">速度参数</td><td colspan="2">臂架伸缩速度/(m/min)</td><td>0～7.5</td></tr>
<tr><td colspan="2">额定生产率/(t/h)</td><td>10000</td><td colspan="2">臂架皮带速度/(m/s)</td><td>4.2</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大生产率/(t/h)</td><td>12000</td><td colspan="2">大车速度/(m/min)</td><td>30</td></tr>
<tr><td colspan="2">适应船型</td><td>3.5 万 t～15 万 t</td><td colspan="2">回转速度/(r/min)</td><td>0.05～0.1</td></tr>
<tr><td colspan="2">轨距/m</td><td>10.5</td><td rowspan="4">最大轮压</td><td rowspan="2">海侧/t</td><td>工作状态</td><td>35</td></tr>
<tr><td colspan="2">最大前伸距/m</td><td>34.5</td><td>非工作状态</td><td>35</td></tr>
<tr><td colspan="2">伸缩行程/m</td><td>14</td><td rowspan="2">陆侧/t</td><td>工作状态</td><td>40</td></tr>
<tr><td rowspan="2">臂架俯仰角度/(°)</td><td>工作范围</td><td>−12～+13</td><td>非工作状态</td><td>40</td></tr>
<tr><td>非工作最大仰角</td><td>35</td><td rowspan="4">其他参数</td><td colspan="2">大车车轮数</td><td>48</td></tr>
<tr><td colspan="2">单程俯仰时间/min</td><td>5</td><td colspan="2">轨道型号</td><td>QU100</td></tr>
<tr><td colspan="2">臂架皮带宽度/m</td><td>2</td><td colspan="2">装机总功率/kW</td><td>～1200</td></tr>
<tr><td colspan="2">回转角度/(°)</td><td>−10～+110</td><td colspan="2">供电电源</td><td>4.6kV,50Hz</td></tr>
</table>

表 34-10　12000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		铁矿石	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～7.2
	额定生产率/(t/h)		12000		臂架皮带速度/(m/s)		3.15
	最大生产率/(t/h)		15000		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		7 万 t～20 万 t		回转速度/(r/min)		0～0.1
	轨距/m		18	最大轮压	海侧/t	工作状态	42.5
	最大前伸距/m		41.2			非工作状态	45
	伸缩行程/m		18		陆侧/t	工作状态	36
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	12～+10			非工作状态	38
		非工作最大仰角	30	其他参数	大车车轮数		48
	单程俯仰时间/min		5		轨道型号		QU100
	臂架皮带宽度/m		2		装机总功率/kW		～1600
	回转角度/(°)		75～+90		供电电源		13.8kV,60Hz

2. 臂架俯仰伸缩型移动式散货装船机（表 34-11～表 34-15）

表 34-11　1000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		糖	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～7
	额定生产率/(t/h)		1000		臂架皮带速度/(m/s)		2.6
	最大生产率/(t/h)		1150		大车速度/(m/min)		20
	适应船型		1.5 万 t～4 万 t		回转速度/(r/min)		—
	轨距/m		14.15	最大轮压	海侧/t	工作状态	20
	最大前伸距/m		22			非工作状态	15
	伸缩行程/m		10.5		陆侧/t	工作状态	13
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	0～8			非工作状态	20
		非工作最大仰角	75	其他参数	大车车轮数		24
	单程俯仰时间/min		7		轨道型号		QU80
	臂架皮带宽度/m		1.2		装机总功率/kW		～240
	回转角度/(°)		—		供电电源		

表 34-12　2000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		钛矿	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～7
	额定生产率/(t/h)		2000		臂架皮带速度/(m/s)		4～5
	最大生产率/(t/h)		2200		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		3 万 t～4 万 t		回转速度/(r/min)		—
	轨距/m		12	最大轮压	海侧/t	工作状态	35
	最大前伸距/m		27			非工作状态	35
	伸缩行程/m		13.5		陆侧/t	工作状态	35
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	−7～14			非工作状态	35
		非工作最大仰角	80	其他参数	大车车轮数		32
	单程俯仰时间/min		7		轨道型号		QU100
	臂架皮带宽度 m		1		装机总功率/kW		～400
	回转角度/(°)				供电电源		11kV,50Hz

表 34-13　4000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		石子	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～10
	额定生产率/(t/h)		4000		臂架皮带速度/(m/s)		3.4
	最大生产率/(t/h)		4400		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		3 万 t～8 万 t		回转速度/(r/min)		—
	轨距/m		20	最大轮压	海侧/t	工作状态	31
	最大前伸距/m		～31.89			非工作状态	31
	伸缩行程/m		～16		陆侧/t	工作状态	31
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	−6～12			非工作状态	31
		非工作最大仰角	80	其他参数	大车车轮数		40
	单程俯仰时间/min		～8		轨道型号		BS89
	臂架皮带宽度/m		1.6		装机总功率/kW		～800
	回转角度/(°)		—		供电电源		6kV,50Hz

表 34-14　6000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		煤	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		6000		臂架皮带速度/(m/s)		4.83
	最大生产率/(t/h)		6700		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		1.5 万 t～10 万 t		回转速度/(r/min)		
	轨距/m		22	最大轮压	海侧/t	工作状态	35
	最大前伸距/m		30.73			非工作状态	40
	伸缩行程/m		15.29		陆侧/t	工作状态	35
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	−12～14			非工作状态	40
		非工作最大仰角	83	其他参数	大车车轮数		40
	单程俯仰时间/min		7		轨道型号		QU100
	臂架皮带宽度/m		2.2		装机总功率/kW		～960
	回转角度/(°)		—		供电电源		10kV,50Hz

表 34-15　7000t/h 装船机主要技术参数

类别	参数		数值	类别	参数		数值
基本参数	物料种类		煤炭	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		7000		臂架皮带速度/(m/s)		4.9
	最大生产率/(t/h)		7500		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		1 万 t～10 万 t		回转速度/(r/min)		—
	轨距/m		22	最大轮压	海侧/t	工作状态	45
	最大前伸距/m		30.2			非工作状态	50
	伸缩行程/m		14.2		陆侧/t	工作状态	45
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	−8～12			非工作状态	50
		非工作最大仰角	85	其他参数	大车车轮数		40
	单程俯仰时间/min		～9		轨道型号		QU120
	臂架皮带宽度/m		2.2		装机总功率/kW		～1000
	回转角度/(°)		—		供电电源		10kV,50Hz

3. 简易型移动式散货装船机

(表 34-16、表 34-17)

表 34-16　1500t/h 装船机主要技术参数

基本参数	物料种类		铁矿	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		1500		臂架皮带速度/(m/s)		3.15
	最大生产率/(t/h)		1800		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		2000t 驳船		回转速度/(r/min)		—
	轨距/m		30	最大轮压	海侧/t	工作状态	30
	最大前伸距/m		17			非工作状态	35
	伸缩行程/m		15		陆侧/t	工作状态	30
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	—			非工作状态	35
		非工作最大仰角	—	其他参数	大车车轮数		24
	单程俯仰时间/min		—		轨道型号		QU80
	臂架皮带宽度/m		1.2		装机总功率/kW		～250
	回转角度/(°)		—		供电电源		10kV,50Hz

表 34-17　2000t/h 装船机主要技术参数

基本参数	物料种类		铁矿	速度参数	臂架伸缩速度/(m/min)		0～6
	额定生产率/(t/h)		2000		臂架皮带速度/(m/s)		3.15
	最大生产率/(t/h)		2400		大车速度/(m/min)		30
	适应船型		2000t～1.5 万 t		回转速度/(r/min)		
	轨距/m		14	最大轮压	海侧/t	工作状态	25
	最大前伸距/m		12.5			非工作状态	25
	伸缩行程/m		11.1		陆侧/t	工作状态	25
	臂架俯仰角度/(°)	工作范围	—			非工作状态	25
		非工作最大仰角	—	其他参数	大车车轮数		24
	单程俯仰时间/min		—		轨道型号		QU10
	臂架皮带宽度/m		1.2		装机总功率 kW		～1000
	回转角度/(°)				供电电源		10kV,50Hz

34.6　技术标准与规范

散货连续装船机的设计、制造、安装、检验和验收可遵循或参考表 34-18 中的标准与规范。

表 34-18　散货连续装船机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JT/T 1073 2016	《散货连续装船机》
2	JT/T	《散货连续装船机安全规程》(在编)

续表

序号	标准编号	标准名称
3	GB/T 17495—2009	《港口门座起重机》
4	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
5	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备　钢结构设计规范》
6	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程　第 6 部分：连续装卸机械》
7	JT/T 717　2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

第35章

散货堆取料机械

35.1 堆料机

35.1.1 概述

堆料机是一种将散货在堆场上进行堆垛的机械，如图35-1所示。通常由卸船机或卸车机将散货卸下，通过带式输送机系统送至堆场，由堆料机进行堆料。



图35-1 生产率为16000t/h的堆料机

堆料机按结构特征可分为单臂式、双臂式和悬臂式；按货种可分为堆煤机、堆矿机等。它们主要由堆料机体和尾车两大部分组成。

堆料机的主要性能参数是生产率、堆料高度和工作幅度。生产率应与送料进场的带式输送机相匹配，以此来确定悬臂带式输送机的带宽和带速；堆料高度和工作幅度根据堆料要求而定。有俯仰、回转机构的堆料机可调整堆料高度和堆料位置，但俯仰机构和回转机构都是非工作性的，其速度较低，不影响生产率。

35.1.2 主要结构形式

堆料机的机架跨在水平的固定带式输送机上，并可在轨道上沿固定带式输送机移动。尾车是固定带式输送机的卸料车，堆料工作由机架上伸出的悬臂带式输送机完成。

1. 臂式堆料机

单(双)臂式堆料机用于特定的平面布置和工艺要求，只能在固定带式输送机一侧堆料。臂架不能回转，只能在垂直面内俯仰，因而只能堆出较小的尖顶条形料堆，料堆的长度总是小于与之联系的带式输送机的长度。单(双)臂式堆料机适合于配合坑道输送机工作，或适用于堆料范围要求不高的场合。

2. 悬臂式堆料机

悬臂式堆料机为轨道移动式的单悬臂堆料机。堆料机具有走行、回转、俯仰、臂架带式输送机等机构。可以按照一定的规则，向轨道两侧的料场堆料。而且可以堆出较大的平顶形料堆，其长度可以超过与之相联系的固定式带式输送机长度。由于堆积的料堆能满足堆场工艺尺寸要求，垛形规则、表面平整，便于提高堆存量和生产管理，因此，悬臂式堆料机越来越被广泛地运用，尤其是一些大面积的散货堆场。

如图35-2和图35-3所示，悬臂式堆料机是由金属结构、悬臂带式输送机、行走机构、俯

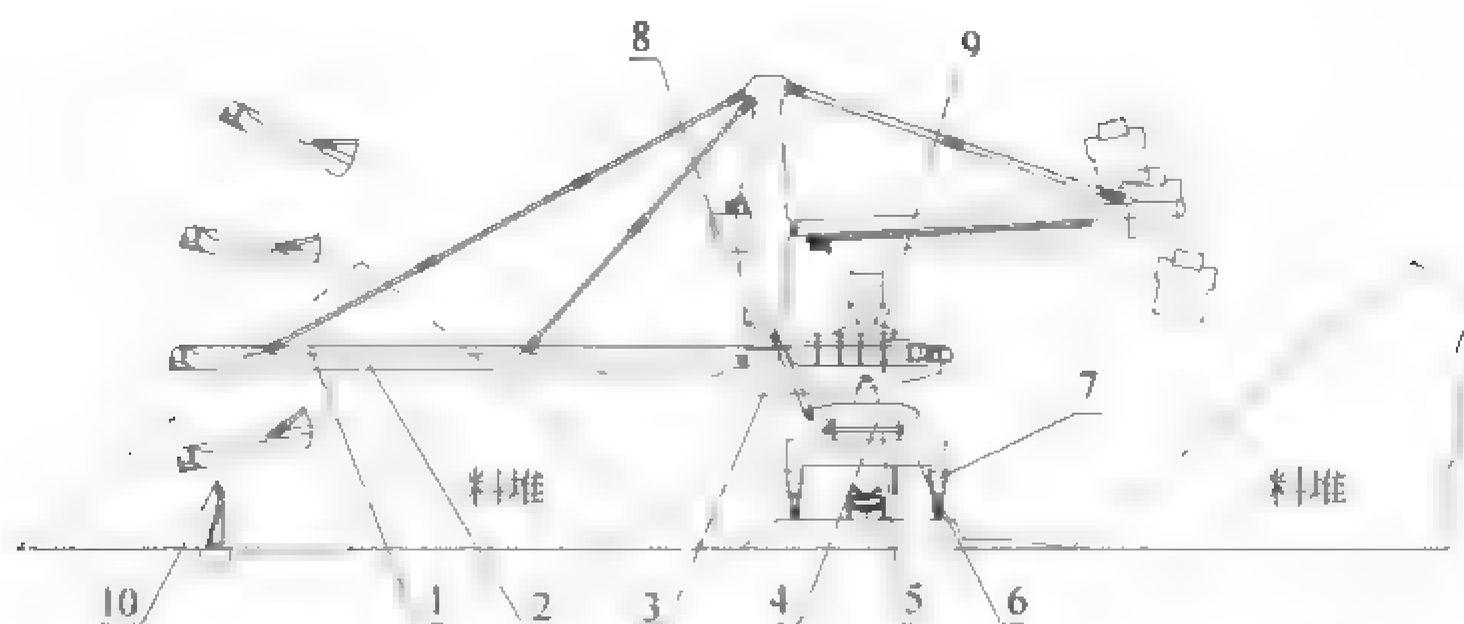


图 35-2 悬臂式堆料机

1—臂架带式输送机；2—俯仰钢结构；3—俯仰机构；4—回转平台；5—回转装置；6—门座架；7—大车行走机构；8—司机室；9—中心料斗；10—臂架固定装置

仰和悬臂回转机构等组成。以下分别介绍各部分的构造与工作原理。

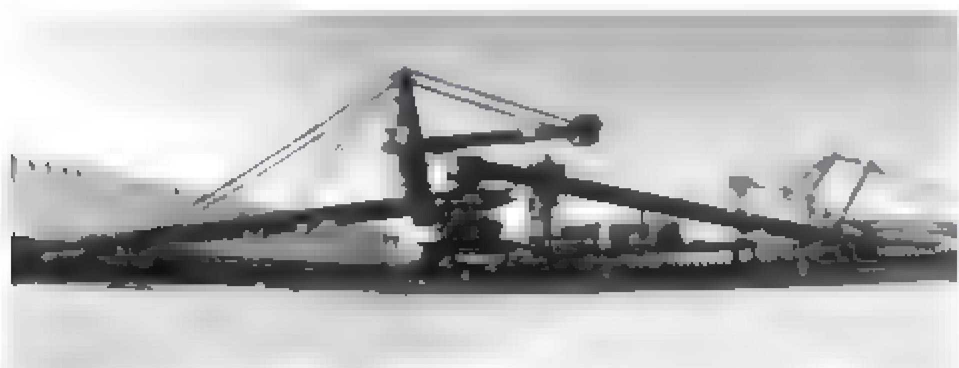


图 35-3 生产率为 7780t/h 的悬臂式堆料机

1）金属结构

堆取料机的结构，主要由臂架、立柱、回转平台、门架和尾车等组成。臂架采用板梁、桁架或组合梁结构，并通过拉杆和铰轴系统，与立柱和转台连接。立柱和回转平台是采用箱形结构，其上装有悬臂板梁架，后部装有配重箱架，其间采用铰接，立柱和回转平台直接焊接或通过高强度螺栓连接。臂架、立柱和回转平台等，通过回转支承装置与箱形结构的门架连接在一起。尾车结构也是板梁结构或组合结构，尾车与斗轮堆取料机的门架之间采用连杆连接或可拆卸式快速接头铰接。钢结构设计合理，在工作及非工作状态下，均有足够的强度、刚度和稳定性，主要承载构件采用刚性连接。

（1）臂架采用的板梁或组合结构，应具有足够的强度、刚度和稳定性，保证臂架带式输送机能正常运行。臂架带式输送机装设于臂结构轴线上，带式输送机两侧设人行走道，其踏面为格栅，应具有较大的刚度，坚固安全。为便于制造和运输，臂架可分段制造，设吊装点，在现场采用高强度螺栓连接。在臂架设计中，应使其固有振动频率远离带式输送机托辊和滚筒工作频率，不允许产生异常振动。臂架上导料槽要设计得足够长和宽，以免散料溢出。

（2）立柱采用板梁（或箱形梁）结构，其与回转平台为一体式结构，通常采用高强度螺栓连接。在门架顶部采用铰接点式与三角形板梁（或箱形梁）结构的平衡架连接，平衡架的尾部设有可放置水泥浇制配重块的钢架；立柱的前部与臂架通过拉杆连接，立柱结构应具有足够的稳定性和抗倾覆性能。

（3）回转平台采用箱形焊接结构。悬臂结构和立柱、平衡架等支承在回转平台上。回转平台具有足够的强度和刚度。在回转平台上装设回转机构、走道、栏杆、扶手、爬梯等。

（4）门架采用带均衡梁的四腿三支点形式，门架和门腿为箱形结构。门架下面有足够的空间，以便于地面带式输送机布置。为便于台车组的检修，每个门腿下面均设千斤顶座。门架顶设环形人行走道，除机器安装部位以外，走道踏面为格栅。从堆料机基础至门架顶的梯子设在门腿上。从两侧的门腿均可以上机，登机的梯子为斜梯。门架上平台对应回转驱动装置锁定位置设有回转驱动减速箱维修的维修孔和顶升平台，上部加装防护盖板。

（5）尾车又称为进料车或卸料车，堆料机的尾车的作用是在堆料时将地面带式输送运输机的散料送到堆料机的悬臂带式输送机，通

过悬臂带式输送机将散料堆送到料场。在堆料机中，尾车的形式相对比较简单，大多数情况下为固定式单尾车，即尾车仅为单个车体组成，车体上无任何可以变换的机构。固定式单尾车由四组车轮支承，并由主机牵引在大车走行轨道上行走。尾车架为焊接板梁结构，支腿为焊接箱形结构。尾车架的前、后支腿通过车轮组支承于堆料机行走轨道上，用拉杆与门架铰接。尾车不设动力，由大车行走机构拖动行走，尾车带式输送机两侧和头部溜槽周围铺设人行走道，走道踏面为格栅。人行走道设人行过桥，并与堆料机主体相连接，人员可由带式输送机一侧至另一侧，并可由尾车上至堆料机主体。尾车两侧均设有阶梯，人员可借阶梯由堆料机基础上机。尾车上的输送带是地面带式输送机的输送带。地面输送带经主梁后再经过三个改向滚筒返回到地面。当散料从地面上升到地面带式输送带的尾车上部后，经过前部的漏斗流到主机的悬臂带式输送机上。

2）工作机构

堆料机具有臂架带式输送机、俯仰、回转、走行等工作机构。

（1）悬臂带式输送机

悬臂带式输送机装在悬臂梁结构上，是堆料机堆料的主要工作机构。在臂架的尾部设有一套大功率的滚筒驱动装置，其张紧装置位于悬臂和立柱铰接部位或设置在悬臂头部。其形式有重锤式、丝杆螺旋式，也有液压拉紧装置。悬臂带式输送机运行时，将进料带式输送机运来的散料通过其头部抛撒到堆场，完成堆料作业。悬臂带式输送机由于功率大，大多采用外部传动形式。即由减速机、液力耦合器、电动机等组成的传动系统装于滚筒之外，从而改变了传动的环境，减少了检修工作量。

（2）俯仰机构

堆料机的俯仰机构，是悬臂梁以立柱的支承点为轴心由悬臂俯仰机构实现上下俯仰。堆料的高度可从轨道平面往上堆至料堆顶部。也就是说悬臂需要以立柱为支承点上下仰俯。悬臂的俯仰机构一般采用液压驱动形式和机械驱动钢丝绳拉伸形式，液压俯仰驱动形式由液压缸、一套液压驱动装置及连接管子组成；机械驱动钢丝绳拉伸形式由电机、联轴节、制动器、减速箱、卷筒、滑轮组等组成。俯仰机构能确保悬臂在任何位置时启、制动平稳，匀速升降，准确定位，安全可靠。

（3）回转机构

回转机构由回转支承和驱动装置组成。回转支承主要有三种形式，分别为回转大轴承支承、台车式支承和圆锥滚轮支承，常用回转轴承支承。回转轴承安装在门座架的上法兰和回转平台的下法兰之间，法兰采用厚板结构，安装的接触面需要进行机械加工，以保证有良好的接触，达到较好的支承作用。在回转轴承安装面平整度符合偏差要求的情况下，紧固螺栓达到要求的拧紧力矩后，不会造成轴承的扭曲，轴承可以承受不同工况的工作载荷而不发生变形。回转驱动装置由电动机、限矩联轴器、制动器和立式正交出轴减速器等组成。减速器的出轴安装有小齿轮，通过与回转支承上的大齿圈或销齿圈啮合，实现上部设备的转动。一般设置两套回转驱动装置，180°对称布置，并安装在转台上。如果其中一套驱动装置发生故障，另一台驱动装置能将臂架旋转到安全位置，以便于维修，两驱动装置间不会有干涉。

（4）运行机构

堆料机的运行机构是由驱动台车和从动台车组成。驱动台车上装有电动机、减速器和制动器，来驱动主从动车轮组，从而带动行走车轮组在轨道上行走。臂架处于任何位置均可低速行走，且高速运行驱动装置与臂架所处的安全位置联锁，当臂架处于安全高度和安全角度内，才可以高速行走，并可安全启、制动。驱动装置应保证在28m/s阵风风速下，堆料机能够逆风向安全运行到锚定位置。驱动装置要能克服重载作业时尾车带式输送机给大机输送物料施加的外力，避免出现启动后逆向溜车。行走速度一般为6～30m/min，其中高速30m/min用于长距离移机，而6～15m/min用于正常堆料作业。驱动车轮数目应不少于主机总轮数的1/2(不包含尾车轮数)。在平衡梁车架上，还应设有清轨器、缓冲器、夹轨器等安

全装置。

操作室支承在回转构架上。大臂回转时，司机操作室随转台回转，保持司机在操作时的视野宽阔，尤其能经常看到悬臂及落料点。悬臂俯仰时，由于悬臂和立柱相连接，司机室和立柱互不联系，所以司机操作室可始终保持水平状态。操作室配有操作盘、控制设备及配电屏。堆料机的行走、回转、俯仰及带式输送机的启停及运行控制全部在操作室由司机一人操纵。操作室配有空气调节器及取暖设备，以改善司机的工作条件。

35.1.3 主要参数

堆料机的参数分为主参数和工作性能参数两类。

堆料机的主参数决定了堆料机的规模、主要技术性能参数和主要结构形式。主参数包括堆料的理论生产率和料堆的高度、长度、宽度。主要参数一般是由用户提供，作为已知量提供给设备制造商。

堆料机的工作性能参数决定了设备本身各个机构的结构形式、尺寸、功率、转速性能等。堆料机的工作性能参数包括：臂架回转半径、臂架回转角度、臂架俯仰角度、卸载距离和轮压等。堆料机的工作性能参数是由设备制造商为了满足主参数而确定的。

1. 堆料机的理论生产率

堆料机的理论生产率，取决于与之配套的堆场地面带式输送机允许通过的最大输送能力。堆料机的堆料能力的确定，与堆场系统的设计、设备运转率要求等多方面的因素有关。堆料能力的单位用 t/h 表示。设备常注明最大堆料能力。最大堆料能力是指在堆料工况悬臂带式输送机的最大通过量。最大堆料能力，要求地面带式输送机所送来的散料流量小于或等于最大堆料能力，否则，有可能堆料时过载。

目前，我国生产制造的堆料机的理论生产率的范围为 300～8000t/h，而常用的范围为 1000～4500t/h，最大的理论生产率可达 15000t/h 以上。

2. 料堆的尺寸

1）料堆高度

料堆高度是由散料堆积的物料堆积角和料堆的宽度决定的，散料的物料堆积角与散料的种类有关。在料堆宽度一定的条件下，散料安息角越大，料堆的总高度越高。在物料堆积角一定的条件下，料堆越宽，料堆的总高度越高。

为了设计方便，常以行走钢轨踏面为基准，料堆高于轨道踏面部分称为轨上高度，料堆低于轨道踏面的部分称为轨下高度，两者的和为总料堆高度。

2）料堆长度

料堆长度一般是由现场根据储量及地理环境确定。料堆长度对设备影响比较小，它直接与行走距离密切相关，料堆越长，行走的距离越远。而行走距离又决定了设备的动力电缆卷筒的电缆长度和控制电缆卷筒上的电缆长度，以及设备给水系统的洒水除尘系统供水槽的长度。

过长的料堆长度，对水槽的长度和增加水缆卷筒及电缆卷筒的设计带来困难。

3）料堆宽度

料堆宽度是指料堆在垂直于行走轨道方向上截面的最大宽度。料堆的宽度与堆料机的回转半径有关。

如果没有均化要求，悬臂位于垂直轨道方向堆料时，散料可在最高俯仰角度位置堆料，回转半径按散料落到料堆上后自然流到料堆对面的最宽处计算。

如果有均化要求，堆料悬臂按菱形布料或三角形布料来设计回转半径。

3. 臂架俯仰角度和俯仰速度

1）俯仰角度

堆料机悬臂架的俯仰是指悬臂架在垂直平面内臂架角度的变化。俯仰角度是指悬臂纵向中心线与过悬臂后铰轴中心线水平面的夹角，即臂架上仰至最高位置或下俯至最低位置时与水平线之间的夹角，当臂架梁处于水平位置时为零度。俯仰角度工作范围的确定，首先要考虑能使悬臂上的带式输送机正常工作，即在上下极限角度位置上散料不下滑。根据

这个原则，堆料机的俯仰角度一般在$-15°$～$+15°$范围内。对于粒度较大且均匀的松散散料，俯仰角度的绝对值应更小一些。一般上仰角度和下俯的角度不一定相等。

堆料机俯仰角度，与堆料状态下，料堆的高度、悬臂后铰点的位置有关。堆料状态上俯仰角度应确保悬臂架下部与规定的料堆高度留有0.5～1m的安全间隙。

2）俯仰速度

堆取料机的俯仰速度是悬臂带式输送机前部改向滚筒中心线绕悬臂后铰点转动的线速度。

在俯仰角度范围内俯仰速度通常都是变化的，这种变化是机构本身决定的。实际设计中常限制俯仰的最高速度，在不影响设备自身的工作效率的前提下，应尽可能使俯仰速度降低，这是由于俯仰系统整体几何尺寸大，自重也较重，俯仰速度低可减小启、制动冲击载荷及运行时设备的振动，有利于提高机械传动件及钢结构的使用寿命，并可降低俯仰驱动装置电动机的功率。一般俯仰速度限制在4～6m/min。俯仰的最高速度应控制在6m/min以下，较长悬臂设备的最高俯仰速度可取高值，中型设备最高俯仰速度应选5m/min左右。

4. 臂架回转半径和回转速度

1）回转半径

臂架回转半径是指臂架带式输送机臂架水平放置时，从臂架端带式输送机头部改向滚筒中心到堆料机上部的回转中心的水平距离。

堆料机的回转半径确定可按悬臂在上仰到最高位置时，散料可流到规定的料堆宽度位置即可。同时，还要能考虑到臂架在回转时，不与料堆发生干涉。

2）回转速度

堆料机的回转速度是指悬臂架绕堆料机回转中心运动的转速。回转速度应根据堆料能力的大小和散料的密度来决定。

3）回摆角度

堆料机的回摆角度是指悬臂纵向中心线与地面带式输送机前进方向中心线在水平面投影所形成的夹角。堆料机的回摆工作角度范围，由自身几何形状与料场布置情况决定，且与下列因素有关：尾车与回转钢结构的几何干涉、地面基础位置的干涉、回转中心电缆的许可转动角度等。

5. 堆料机的运行速度

堆料机的运行速度是指堆料机在钢轨上运行时的速度。运行速度的确定与设备类型、堆料进尺距离有关。运行速度又分为调车速度与工作速度。调车速度常取30m/min，其原因与回转转速确定原则相同。堆料工作时运行速度要求不高，通常小于30m/min。

堆料作业要进行均化时，堆料机的走行速度可按下式设计：

$$(v_0 - v_1)/v_1 = (v_0 + v_2)/v_2 \quad (35\text{-}1)$$

式中：v_0——地面带式输送机带速，m/s；

v_1——堆料机前进速度，m/s；

v_2——堆料机后退速度，m/s。

6. 轮压

轮压是制造商与用户商定的单个车轮对钢轨的作用载荷。对同一质量的设备轮压的大小可通过调整车轮的数量来解决。轮压的大小还会影响钢轨的强度与型号的选择、基础的土建设计。通常堆料机最大轮压限制在300kN以内。过大的轮压会加大土建的投资，而过小的轮压会使驱动轮容易产生打滑，增加设备自重；过多的轮数也会影响到主机与尾车之间的间距的合理控制。轮压除考虑竖直载荷外，还应考虑由水平方向的载荷对设备形成的力矩而产生的竖直载荷作用。

7. 轨道中心距

堆料机行走两轨道中心线的垂直距离，称为轨道中心距，简称为轨距。

轨道中心距小，可以减少两轨道中部的占地面积，以增加料场的有效利用面积，提高场地的利用率。但轨道中心距太小，会影响堆料机的整体稳定性。同时，过小的轨道中心距会使堆料机在进行回转与俯仰动作时出现轮压变化过大，使大车的驱动车轮出现打滑或轮压过载。

对于悬臂式堆料机，轨道中心距在行走装置为四支点或后三支点支承时，可按回转半径的1/5来设计，通常轨道中心距和轴距常取相

同值。当采用侧三支点支承时，轨道中心距为回转半径的1/4。

35.2 取料机

35.2.1 概述

取料机用于挖取堆场上的散粒物，连续供给地面或坑道带式输送机，是散货从料场运出的专门机械。

取料机主要由取料部分、运料部分和行走、回转、俯仰机构等组成。工作时，取料装置连续不断地从料堆取料，并由运料输送机送到地面或坑道带式输送机。通过行走、回转、俯仰动作保证取料装置能连续有效地在料堆上取料。

取料机通常有以下几种：门式取料机、斗轮取料机和螺旋喂料机等形式。在港口码头堆场上，前两种的设备应用比较多。

35.2.2 主要结构形式

取料机的机架跨在水平的固定带式输送机上，并可在轨道上沿固定带式输送机移动。尾车是固定带式输送机的卸料车，由机架上伸出的悬臂端部的斗轮取料，然后，将散料倒入臂架上的带式输送机，由带式输送机将散料输出。

1. 门式取料机

门式斗轮取料机由斗轮机构、取料带式输送机、移动带式输送机、金属结构、活动梁起升机构、尾车及带式输送机、行走机构、斗轮机构、除尘系统、润滑系统和电控系统等组成，如图35-4所示。

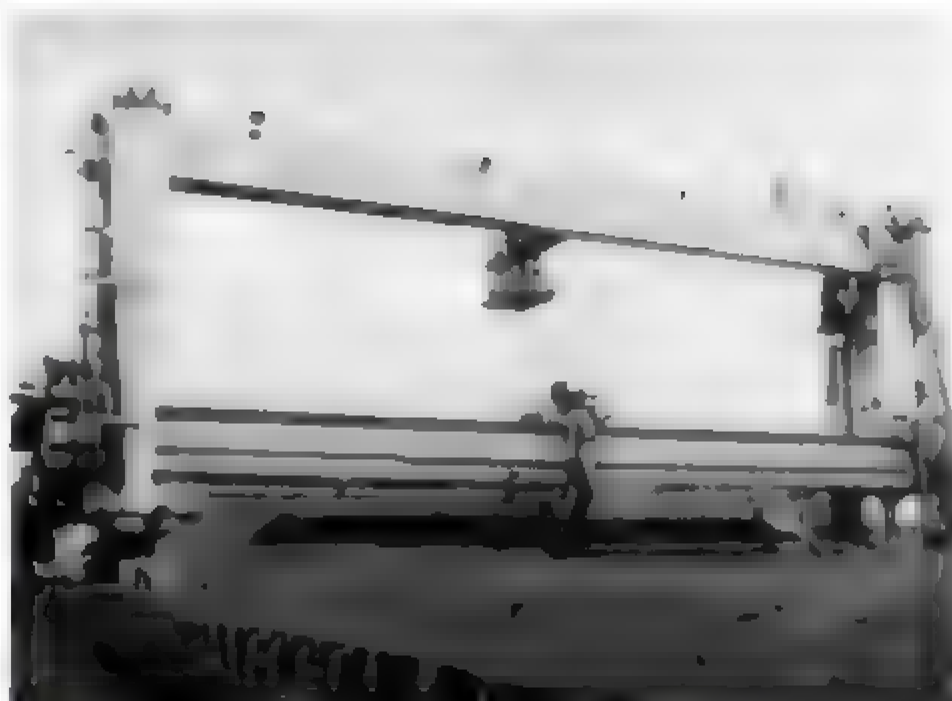


图35-4 门式取料机

斗轮机构挖取散料至取料带式输送机，经移动带式输送机将散料输送到尾车带式输送机，进入系统带式输送机，完成取料作业。

1）活动梁起升机构

通常有机械式和液压式两种。机械式活动梁起升机构通常布置两组，刚性腿和柔性腿每侧各一组，每组由立柱滑道、平衡滑轮组、单滑轮组、四联定滑轮组、起升机构、钢丝绳托辊和钢丝绳等组成。当活动梁在任一起升位置工作时，平衡滑轮组可以自动调整两组起升机构的平衡，当一根钢丝绳突然破断时，可起到防止活动梁坠落的保护。固定梁内，设有松绳保护装置，能起到防止活动梁下降受阻时，因松绳而造成的伤害。

液压式起升机构由液压动力站、起升液压缸、滑轮组、钢丝绳等组成。其动作过程及所配备的安全防护实施和机械式是一样的。

2）斗轮机构

斗轮机构是取料的执行机构，包括行走和回转两大部件。行走机构主要由台车架、车轮架、行走电动机、减速器、制动器、联轴器和水平轮等组成。回转部分主要由回转轴承、料斗、回转驱动电动机、减速器、导辊组、销轮销齿传动、圆弧挡板和限位装置等组成。行走机构满足滚轮在料场宽度范围内回转取料，其行走和回转运动的复合，能够保证取料的均匀。

3）机上带式输送机

门式斗轮堆取料机一般在活动梁内布置有取料带式输送机。取料工况工艺流程为：料场→斗轮机构→取料带式输送机→尾车→系统带式输送机。

2. 悬臂式取料机

悬臂式取料机为轨道移动式的单悬臂取料机。取料机具有斗轮取料、走行、回转、俯仰、臂架带式输送机等机构，适用于大型码头和港口项目。在大型散货料场的地面，利用带式输送机设计成单一的取料流程。

一般同一个料场相邻的两个设备一个是堆料机，另一个是取料机。对同一料场或不同料场，这两台设备可同时进行取料与堆料。对大型的码头项目，可以设计成取料机比堆料机多一台的布置形式。图35-5所示为典型的斗轮取料机。

取料机的金属结构，主要由臂架、门柱、转台、门架和尾车等组成，其结构形式与技术要求参见悬臂式堆料机。

斗轮取料机的取料任务主要由连续运转的斗轮取料机构来完成，斗轮周围一般均匀地布置有8～9个轮斗。轮斗有开式斗、半开式斗和闭式斗之分，根据散料的特性来选用，以达到运行平稳、效率高、卸料快的目的。斗轮的边缘均焊有耐磨的斗齿，可以在冬季破碎料堆表面的冻层料。斗轮的驱动装置由液压马达、轴向变量液压泵等组成。有的斗轮机构采取电动机、液力耦合器、减速器等组成。斗轮位于悬臂梁的一侧，在取料过程中，借助于溜料板将斗轮取的散料连续不断地供给悬臂带式输送机。

斗轮取料机的悬臂带式输送机、悬臂俯仰机构、回转机构、运行机构与悬臂式堆料机的对应机构类似，可参见悬臂式堆料机。

1）斗轮取料机构

斗轮取料机构主要由驱动机构(液压马达，或电动机、液力耦合器、减速器)、斗轮轴装配、斗轮体、轮斗及溜料倒料装置等构成，如图35-6所示。

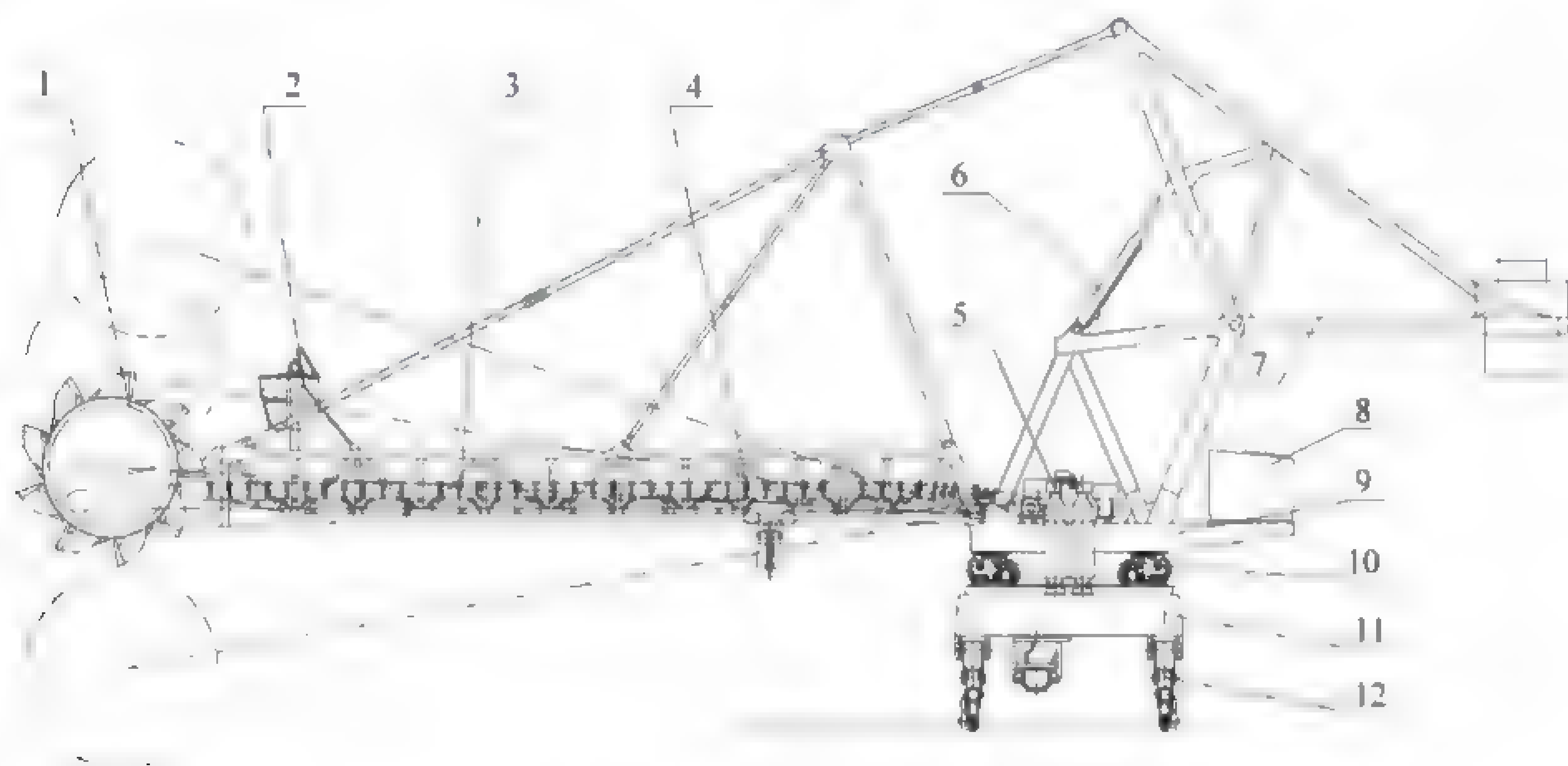


图35-5　典型的斗轮取料机

1—斗轮；2—司机室；3—悬臂结构；4—悬臂带式输送机；5—回转机构；6—变幅液压缸；7—配重；8—电气房；9—立柱与回转平台；10—回转台车；11—门架；12—运行机构

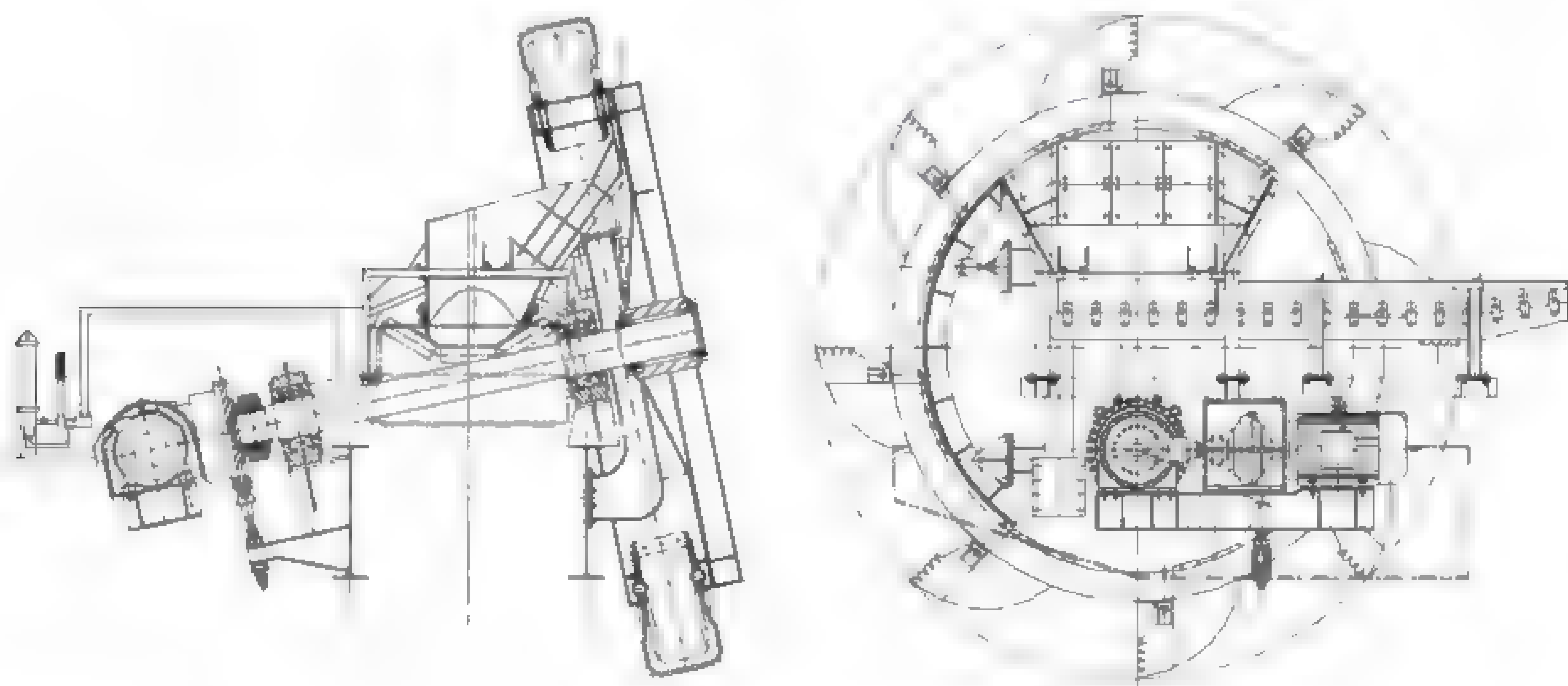


图35-6　斗轮取料机构

斗轮取料机的驱动装置采用机械传动方式，且设置液力式超力保护装置，斗轮挖掘力根据实际条件及有关规范综合确定。

斗轮取料机的斗轮有三种形式：有格式、无格式和半格式。目前应用最广泛的是无格式。铲斗应满足斗刃耐磨，斗齿便于更换，且有防斗齿脱落的措施。溜料板与水平面的夹角宜为60°，最小不小于55°，溜料板设置耐磨衬板，且应便于更换。

镶有斗齿的轮斗用销轴固定在轮体上(斗齿可以更换)，构成斗轮。

无格式斗轮的斗轮体是用钢板焊成的环状结构。为了保护轮斗卸到带式输送机上，在靠近带式输送机一侧，斗轮机必须是敞开式，传递力的结构只能在另一侧。常见结构有双幅板式和单幅板式。

轮斗是冲压或焊接而成的金属结构件，由斗唇、斗体、防护层和前、后端紧固连接件组成。

斗轮结构与卸料方式有关。无格式斗轮都采用“重力侧卸式”工作方式，即斗内的散料靠自重自行卸出斗外。为保证散料落在斗壁架中心处的带式输送机上，斗轮的安装位置与斗臂架的轴线不是平行的，而是有一个倾斜角，即水平面倾角 β，一般 $\beta=2°\sim13°$；同时，斗轮在垂直面也倾斜一个角度，即垂直倾斜角 α，一般垂直夹角 $\alpha=0°\sim10°$。圆弧挡料板与斗轮体间的常用间隙为2～7mm。

为使散料在给定区域卸料，在斗内侧设有圆弧挡板，挡板表面衬有耐磨板。由斗轮铲挖上来的物料，通过溜料导料装置流向悬臂带式输送机。物料滑动表面衬有耐磨板，耐磨板都可更换。

斗轮轴应进行超声波探伤，锻件不允许有白点、裂纹和缩孔，并应进行调质处理。

为使拆卸头部斗轮及斗轮传动装置时不引起上部机构失稳，必须将前臂架锁定，然后才能进行拆卸作业。

无格式斗轮主要应用在挖取磨损性较小物料(如应用在取煤炭等)的斗轮装置上。与有格式斗轮比较，无格式斗轮直径相对会略小一点，斗轮转速也略高一点。无格式斗轮的卸料角可达130°，远远大于有格式斗轮，所以无格式斗轮相对于有格式斗轮卸料要容易一些。当圆弧挡料板磨损严重时，往往需要拆卸斗轮维修，其维修相对较为困难。

轮斗只有回转到上方的卸料区内才开始卸料，由于卸料板封住了斗轮的径向，所以物料只能落到卸料板上，在斗轮的侧面卸到斗轮臂上的带式输送机上。卸料板通常固定在斗轮臂架上，卸料的起始点主要取决于卸料板边缘的位置。受结构的限制，无格式斗轮轴的直径一般比较小。由于斗轮臂带式输送机布置在斗轮轴上方，因此它有更好的切削几何条件。

斗轮取料机在取料作业时，其回转机构通常在回转角度范围内变速运行，速度的变化方法一般采用与轨道夹角余弦函数的倒数成正比的速度变化规律调速。过去由于控制技术水平的限制采用三级调速方法。现在，随着交流变频电机技术及直流电机控制技术的应用，斗轮取料机回转机构普遍采用无级调速方法调整回转机构的转速。

根据回转机构的转速、每层取料的深度和进尺量，可以计算出某一瞬时的取料能力，如图35-7所示。

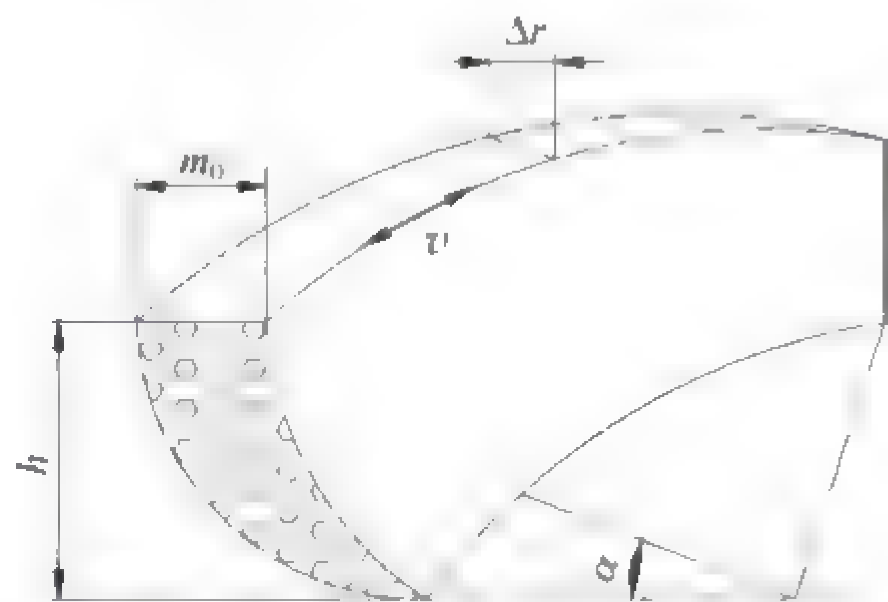


图35-7 一层一个进尺单程取料形状

图中符号含义如下：

h ——表示每层深度，m；

m_0 ——表示回转角度为0°时的进尺量，m；

Δr——表示在某一回转角度时的进尺深度，m；

v ——表示在某一角度时的斗轮水平回转

的线速度，m/s；

α——表示回转的角度位置，(°)。

对应于某一角度的取料能力可由下式计算：

$$Q = h\Delta rvq/3600 \quad (t/h) \qquad (35\text{-}2)$$

式中：Q——取料能力，t/h；

q——物料密度，t/m³。

将取料时斗轮水平挖掘的轨迹用平面图表示，如图35-8所示，图中 y_1 轴与 x 轴的交点为前次回转时的回转中心，y 轴与 x 轴的交点为进尺 m_0 后的回转中心，Δr 为在回转角度为 α 时的进尺量。r 为回转半径＋斗轮半径，则

$$Q = hm_0\cos\alpha(1/\cos\alpha)v_0 q/3600 = hm_0 v_0 q/3600 \qquad (35\text{-}3)$$

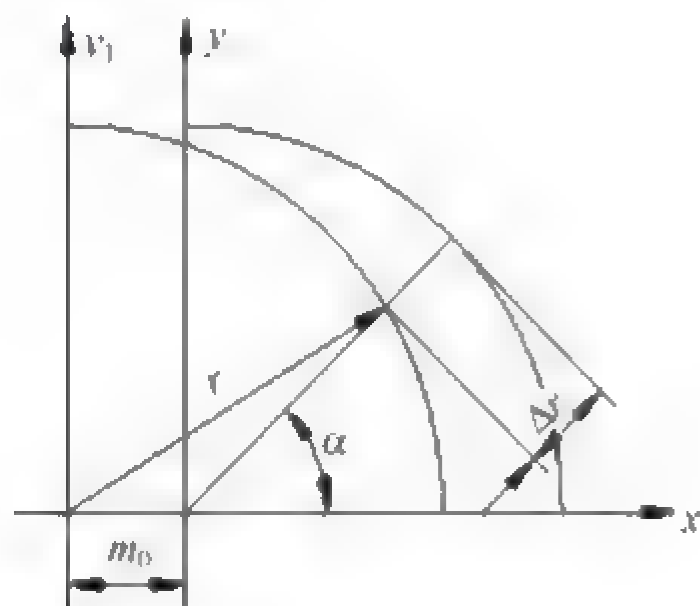


图35-8　平面几何形状

调速后取料能力为一不随角度变化的恒定值，实现了相对稳定的取料能力。在实际应用中由于(1/cosα)在90°时为无穷大，所以调速的角度范围为0°～70°。当角度大于70°以后，其速度与70°时的速度相同，以避免发生速度过高时的冲击与振动。回转角度与速度的关系如图35-9所示。

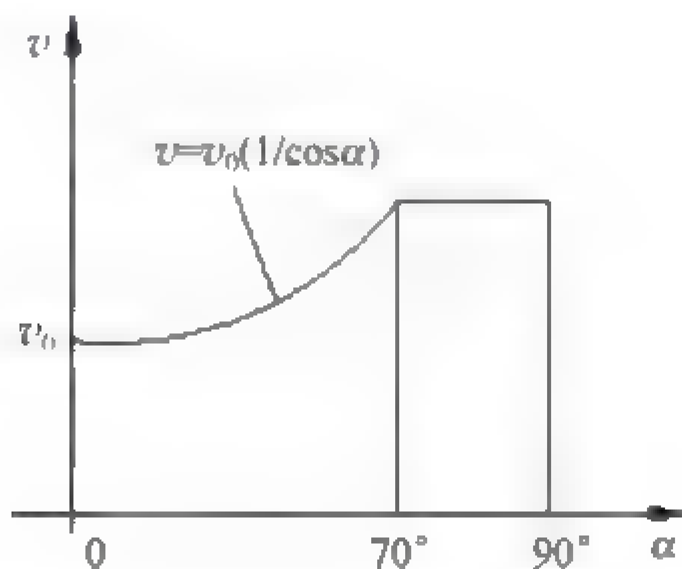


图35-9　回转角度与速度关系曲线

悬臂式斗轮取料机在取料时回转机构的回转转速可以按照与余弦函数的倒数成正比的变化规律调速。此种调速方法与实际准确理论计算值具有一定的差距，但在工程上已满足使用，并简化了速度变化曲线。在回转角度范围0°～70°为变化的回转速度，70°～90°为恒速运行。

2）主要参数

取料机的参数分为主参数和工作性能参数两类。取料机的主参数决定了取料机的规模、主要技术性能参数和主要结构形式。主参数包括取料的理论生产率和料堆的高度、长度、宽度。工作性能参数包括：臂架回转半径、臂架回转角度、臂架俯仰角度、卸载距离和轮压等。

取料机的理论生产率，决定了与之配套的堆场地面带式输送机允许通过的最大输送能力。取料机的取料能力的确定，与堆场系统的设计、设备运转率要求等多方面的因素有关，涉及的面比较广。取料能力是指设备在取料工况时的能力，单位用t/h表示。设备常注明最大取料能力。最大取料能力是指在取料工况时，悬臂带式输送机的最大通过量。目前，我国生产制造的取料机的理论生产率的范围为300～8000t/h，而常用的范围为1000～3500t/h，最大的理论生产率也有达到10000t/h的。

除取料机的生产率，其他工作参数如料堆的高度、长度、宽度、臂架俯仰角度和俯仰速度、臂架的回转半径和回转速度、取料机的回摆角度、取料机的运行速度等，可参照悬臂式堆料机具体分析确定。

35.3　斗轮堆取料机

35.3.1　概述

斗轮堆取料机是堆场上具有堆料和取料双向作业功能的装卸设备。它既可以用于挖取堆场上的散粒物料，连续供给地面或坑道带式输送机，也可以将来自卸船机、装船机等其他装卸设备的来料，通过臂架带式输送机在堆

场上进行堆垛。

斗轮堆取料机主要由取料部分、运料部分和行走、回转、俯仰机构等组成。取料工况下，取料装置连续不断地从料堆取料，并由运料输送机送到地面或坑道带式输送机。通过行走、回转、俯仰动作保证取料装置能连续有效地在料堆上取料；堆料工况下，堆料装置将来自系统运料输送机的来料，通过臂架带式输送机在堆场上进行堆料。

35.3.2 主要结构形式

斗轮堆取料机的机架跨在水平的固定带式输送机上，并可在轨道上沿固定带式输送机移动。尾车是固定带式输送机的卸料车，取料工作由机架上伸出的悬臂端部的斗轮取料，然后，将物料倒入臂架上的带式输送机，通过机上的中心料斗，将物料输送到地面带式输送机上。

1. 门式堆取料机

门式斗轮堆取料机，由斗轮机构、堆取变换机构、堆取料带式输送机、取料带式输送机、移动带式输送机、金属结构、活动梁起升机构、尾车及带式输送机、行走机构、料斗、除尘系统、润滑系统和电控系统等组成。

当尾车处在堆料状态时，系统来料经尾车输送到堆料带式输送机上，经移动带式输送机抛到料场，完成堆料作业。尾车处在取料状态时，斗轮机构挖取物料至取料带式输送机或堆料带式输送机，经移动带式输送机将物料输送到尾车带式输送机，进入系统带式输送机，完成取料作业。

2. 悬臂式斗轮堆取料机

悬臂式斗轮堆取料机为轨道移动式的单悬臂斗轮堆取料机。堆取料机具有斗轮取料机构、走行、回转、俯仰、臂架带式输送机等机构。堆取料机可分别向两个料场堆料或从两个料场取料。一台或两台堆取料机可对所有相邻料场进行堆料与取料作业。在料场数量较多，如三个或四个以上料场时，当需要每个设备都具有堆料与取料流程时也可选用堆取料机。相对于取料机与堆料机，堆取料机的设备成本要高一些。悬臂式斗轮堆取料机主要结构形式如图35-10所示。

堆取料机的功能就是堆料与取料，而在实际的运行过程中，堆取料机是散料输送系统的始端或末端。最常用的工艺流程有：

(1) 翻车机卸车→带式输送机系统→堆取料机堆料到料场；

(2) 堆取料机取料→带式输送机系统→电厂配料仓；

(3) 翻车机卸车→带式输送机系统→堆取料机堆料到料场；

(4) 堆取料机取料→带式输送机系统→装船机装船；

(5)卸船机卸船→带式输送机系统→堆取料机堆料到料场；

(6) 堆取料机取料→带式输送机系统→装火车系统装车。

在选用设备时，应根据需要的始端或末端的输送能力来选取。

斗轮堆取料机的结构主要由臂架、门柱、回转平台、门架和尾车等组成，其结构形式与技术要求参见悬臂式堆料机与斗轮取料机。

斗轮堆取料机的取料任务主要由连续运转的斗轮来完成，斗轮周围一般均匀地布置有8～9个轮斗。轮斗有开式斗、半开式斗和闭式斗之分，根据物料的特性来选用，以达到运行平稳、效率高、卸料快的目的。轮斗位于悬臂梁的一侧，在取料过程中，借助于溜料板将斗轮取的散料连续不断地供给悬臂带式输送机。斗轮及斗轮驱动装置只在斗轮堆取料机取料时才工作，在斗轮堆取料机堆料时处于停止状态。斗轮取料机构的构造形式及技术要求参见斗轮取料机。

悬臂带式输送机，是堆取料机完成取料和堆料的重要组成部分。在臂架的尾部设有一套大功率的电动滚筒驱动装置，其拉紧装置位于悬臂和门柱铰接部位。其拉紧形式有重锤式、丝杆螺旋式，也有液压拉紧装置。悬臂输送机运行时，既可以将来自斗轮从堆场挖取的散料运送到地面带式输送机上，也可以将进料带式输送机运来的散料通过其头部抛撒到散料堆场，完成堆料作业。

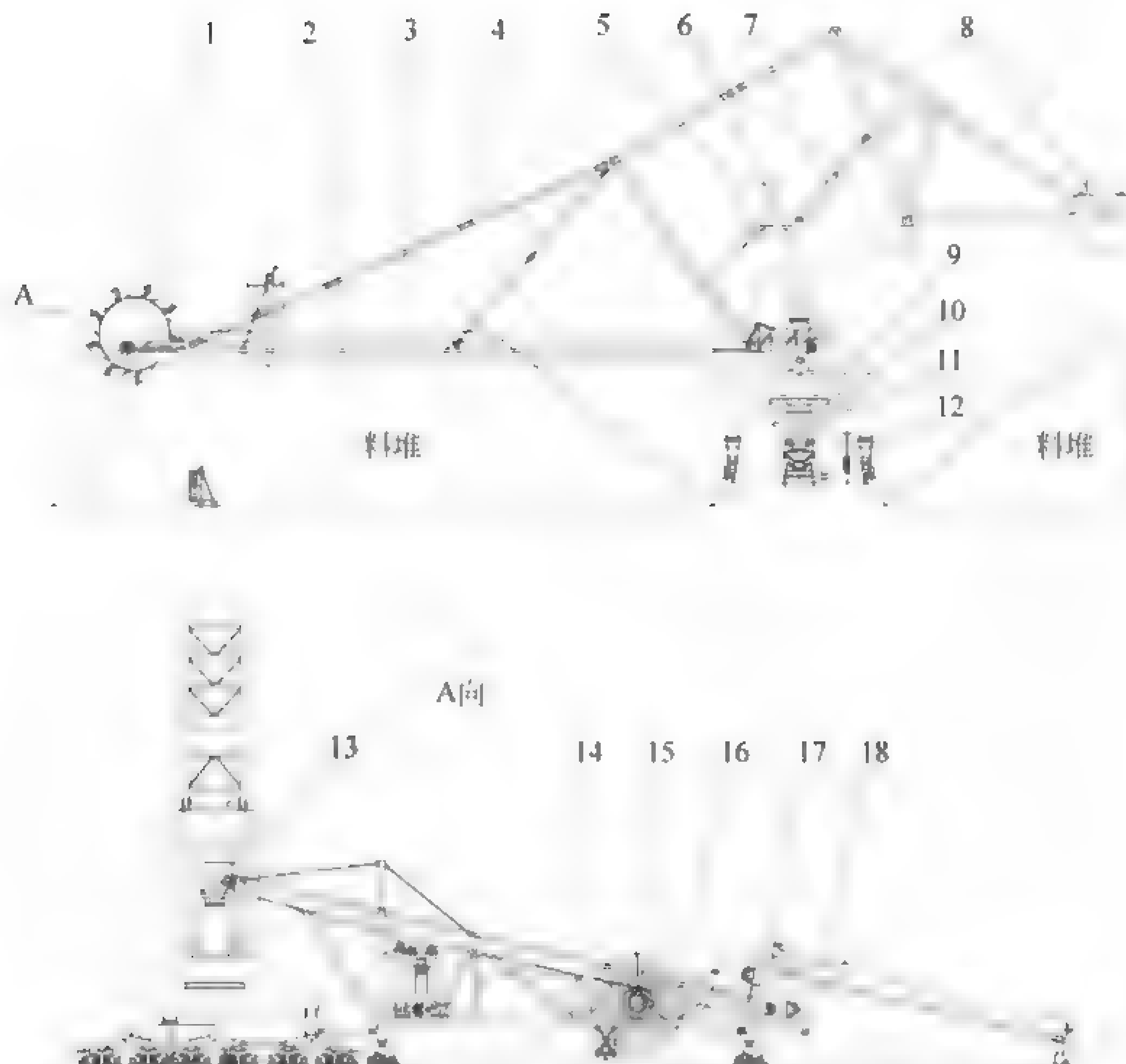


图 35-10　悬臂式斗轮堆取料机结构

1—斗轮；2—臂架带式输送机；3—臂架结构；4—拉杆系统；5—司机室；6—俯仰结构；7—俯仰液压缸；8—配重；9—回转平台；10—回转机构；11—门座架；12—行走机构；13—中心料斗系统；14—中继尾车带式输送机；15—电缆卷筒；16—中继尾车结构；17—尾车变幅机构；18—尾车结构

斗轮堆取料机的悬臂俯仰机构、回转机构、运行机构与悬臂式堆料机与斗轮取料机的对应机构类似，其构造形式、特点与技术要求前节已作阐述。

斗轮堆取料机尾车的作用是在堆料时将地面带式输送机的物料送到斗轮堆取料机的悬臂带式输送机，通过悬臂带式输送机将物料堆送到料场。尾车的地面来料落到主机回转中心的悬臂带式输送机输送带上，再由悬臂带式输送机将物料抛向料场。由于需要适应堆料、取料及过料等各种工况，对堆取料机尾车的要求较多，其结构形式也较多。

1）固定式单尾车（见图 35-11）

固定式单尾车，由 4 组车轮支承，并由主机牵引在大车走行轨道上行走。尾车的上部为尾车的主梁。尾车本身无动力，靠主机牵引在轨道上行走。尾车上的输送带是地面带式输送机的输送带。地面输送带经过主梁后再经过 3 个改向滚筒返回到地面。当物料从地面上升到地面输送带的尾车上的部分后将物料经过前部的漏斗流到主机的悬臂带式输送机上。固定单尾车上无任何机构，仅由主机牵引在轨道上行走。固定式单尾车功能就是堆料。

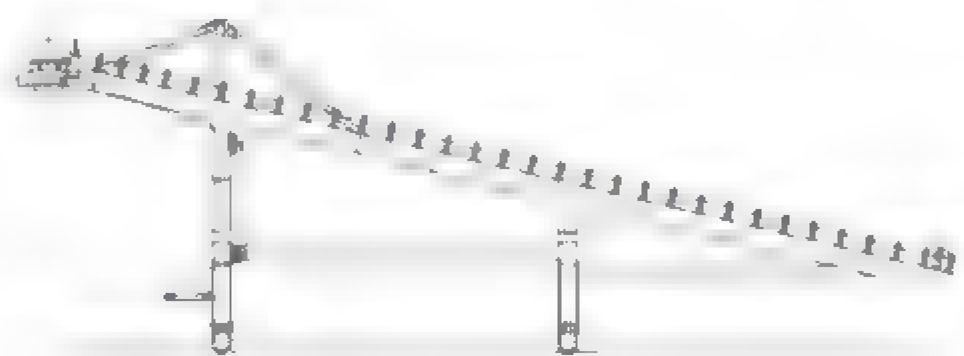


图 35-11　固定式单尾车

2）钢绳卷扬驱动的活动式单尾车（见图 35-12）

钢绳卷扬驱动的活动式单尾车，在尾车前部的立梁上设有定滑轮，在尾车平台上设有卷

扬机，主梁上设有动滑轮用来起升尾车的主梁。主梁的后部靠近后部走行轮处设有两个铰轴，尾车主梁的前部可绕后部铰轴沿前部所示虚线上下移动。尾车和主机之间的连接为车钩连接。

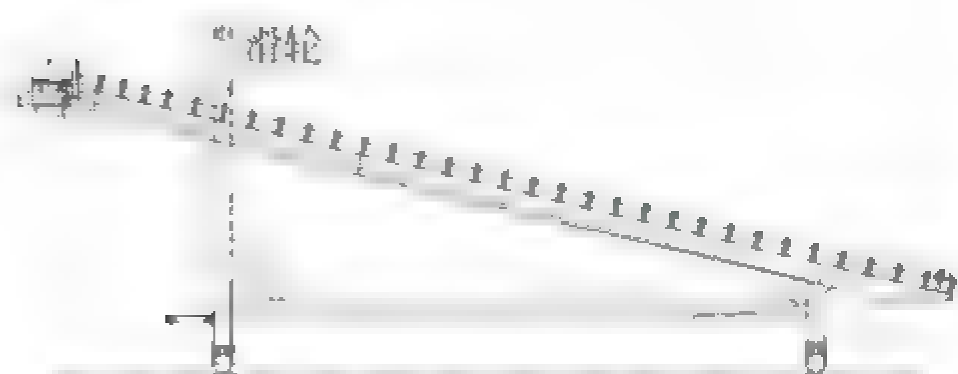


图 35-12 钢绳卷扬驱动活动式单尾车

采用活动单尾车的目的有两个：

(1) 在堆取料机取料时可以将尾车落到下位，使主机的回转机构可以回转到±165°的角度，以便在设备后退到轨道极端位置时可以取到回转角度大于90°位置的物料，尽可能减少后部的剩料。

(2) 在某些系统中要求设备在取料时地面带式输送机将物料向与取料时的相反方向输送物料，即常说的折返式尾车。在这种尾车变换时连接主机和尾车之间采用一对容易摘挂的车钩或电动推杆驱动。变换时先摘钩，然后开动主机，或开动电动推杆驱动尾车变换和主机间的位置。第三步是变换尾车主梁的位置后，再开动主机，挂钩。无论是向上变换还是向下变换都有这样一个过程。

3) 后部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车(见图 35-13)

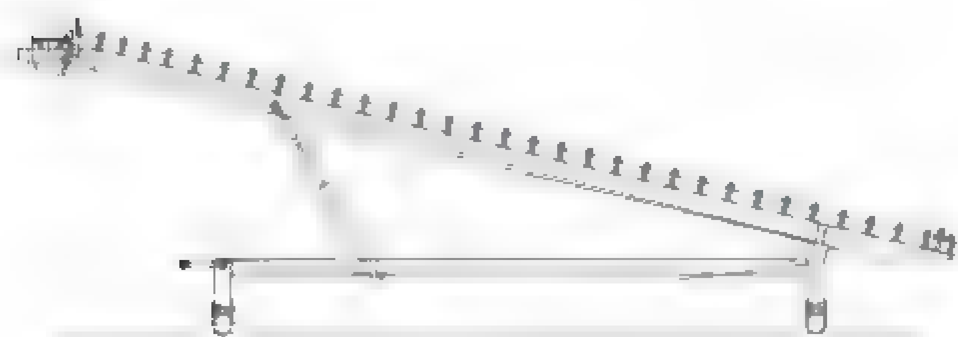


图 35-13 后部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车

此种尾车的作用和操作与钢绳卷扬驱动活动式单尾车完全相同，只不过其驱动方式为液压缸驱动。此种机构存在一定的不足之处是在于采用两个液压缸工作，从而要求双缸同步。且主梁因为过长而导致主梁的刚性不十分理想，容易在实际运行时左右摆动。

4) 中部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车(见图 35-14)

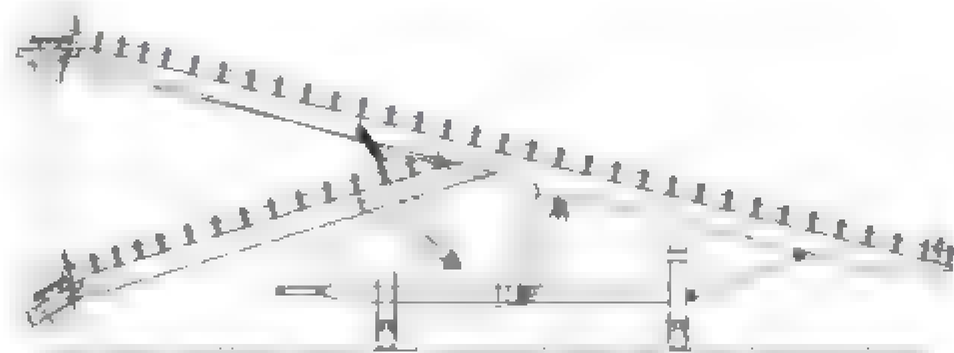


图 35-14 中部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车

中部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车是将铰轴安装到尾车主梁位置的中部，相对于后部铰轴俯仰液压驱动活动式单尾车活动梁部分的长度减短了许多，从而使活动主梁部分具有相对比较好的刚度。此种尾车的功能同第二和第三种，同样需要处理好双液压缸的同步问题。由于几何尺寸的限制，此种机构在前部活动主梁下俯时输送带折曲的角度较大。在带式输送机设计中一般要求在输送带长度方向上输送带的凸段部分应具有足够大的曲率半径，但在此种尾车上做不到。所以在使用这种机型时不应使尾车带式输送机的槽角超过35°，最好小于或等于30°，否则，此处输送带横向容易凸起或因打折而损坏输送带。

5) 伸缩升降式双尾车(见图 35-15)



图 35-15 伸缩升降式双尾车

伸缩升降式双尾车的结构相对比较复杂，尾车前部有四组车轮，后部有四组车轮。前部四个车轮组成一个车体，后部四个车轮组成一个车体。上部由固定在后部的固定梁和前部活动梁组成。地面带式输送机经过上部的固定梁和活动梁返回到后部的固定梁，最后返回到地面带式输送机架上。前部的活动梁的前部设有一对活动摆杆用于支承活动梁，活动梁

的后部铰接于后部车体的固定梁上。在活动梁的前部设有卸料漏斗。前部车体上设有两套驱动装置和两个伸缩杆，每个伸缩杆上还设有销齿条和轨道，由两个齿轮驱动销齿条伸缩运动。伸缩杆的上下部分别设有若干支承伸缩杆轨道的滚轮。在伸缩杆的后部有两个铰轴铰接于后车体上。为了消除多余约束，此处铰轴孔在竖直方向为长孔。在前后车体之间的伸缩杆的下部设有两对连接车钩用于连接或断开前后车体。在前车体的前部还设有一个接料斗用来盛接地面输送带的来料。此双尾车上无独立的带式输送机，机上的输送带就是地面带式输送机上的输送带。

尾车在上位时因为前部摆杆前倾，连接两车体的车钩处受压，此时很容易将车钩摘下。两车钩摘开后，启动电机驱动伸缩杆向后运动，推动后部车体后移，使前后车体的距离拉大，在前摆杆的作用下，活动梁相对于前车体向后向下运动，最终落到前车体上。此时活动梁的漏斗刚好落到前车体的下部的接料斗上部。在活动梁和前车体之间设有一对缓冲器用于减少下落时的冲击。当需要将活动梁抬起时，则可启动电机驱动伸缩杆拉动后车体前移，在摆动杆的作用下活动梁逐渐升起，直到连接车钩挂上。此种尾车的前车体和主机之间的连杆无论在什么状态都不脱开，即始终连接在一起。此种尾车比较适合于要求具有直通功能的散料料场，其最大的特点有四方面：

(1) 尾车变换时尾车与主机之间不需要脱开，尾车靠自身的机构完成主梁的位置变换；

(2) 尾车在主梁的下位时不需要主机下部有太大的高度空间也可实现物料直通功能；

(3) 尾车上无转载中继带式输送机；

(4) 取料时可以实现±165°回转范围的取料。本尾车的功能是提高取料时堆取料机的回转角度；直通时可以降低物料的提升高度和降低落料高度差。物料经尾车返回到地面带式输送机时，地面带式输送机的输送带运行方向同堆料时的方向一致，在主梁的上升和下降的过程中运行平稳，容易操作，在上位和下位地面输送带的总长度变化较小，但本尾车机构比较复杂。

6) 钢绳卷扬驱动双尾车

钢绳卷扬驱动双尾车系统是由钢绳卷扬驱动双单尾车。其中前部尾车为相对独立的尾车，由四组车轮组成前部车轮的主体，类似于固定式单尾车，其上的输送带不是地面输送带，而是独立地安装在尾车上的中继尾车带式输送机。尾车和主机的连接是不可摘开的连杆连接。本尾车的后部分为仅有两组支承轮的尾车，前部由弯折杠杆、动滑轮组、定滑轮组、卷扬机等组成，双尾车的后部尾车主梁由后部两个支承轮和后尾车前部杠杆支承。收或放卷扬机的钢绳可以将弯折杠杆拉起或放下，使后部尾车的主梁可以在上位或在下位，改变了后部尾车主梁前部相对于前部尾车后部的位置，使地面的来料可以卸到前部尾车的带式输送机上或使物料直接通过后部尾车继续向前输送。后部尾车在下部时还可以使设备在取料时地面带式输送机向与堆料时相反的方向输送物料。本尾车在变换时地面带式输送机的输送带长度变化较大，在设计地面带式输送机时要考虑这一因素对地面带式输送机的影响。本尾车的功能是：堆料、取料的直通；地面带式输送机与堆料方向相同时的直通或取料；地面带式输送机的运行方向与堆料时相反方向的取料。本尾车应用在堆取料机上时，取料的回转角度因前部尾车的影响与堆料状态相同，一般最大不超过±110°。由于地面带式输送的张力较大，设计时要充分考虑变换驱动装置克服地面输送带的张力。

7) 液压驱动双尾车

液压驱动双尾车的功能与原理基本同钢绳卷扬驱动双尾车相同，所不同的是其后部尾车在变换时由液压缸驱动后部弯折杠杆，使后部尾车上下变换位置。

8) 固定叉式漏斗双尾车(见图35-16)

固定叉式漏斗双尾车的前部尾车同钢绳卷扬驱动双尾车的前部尾车相同，后部尾车也相当于一个固定尾车。在两个尾车的中间设有一个叉式漏斗，以改变物料的流向，此种尾

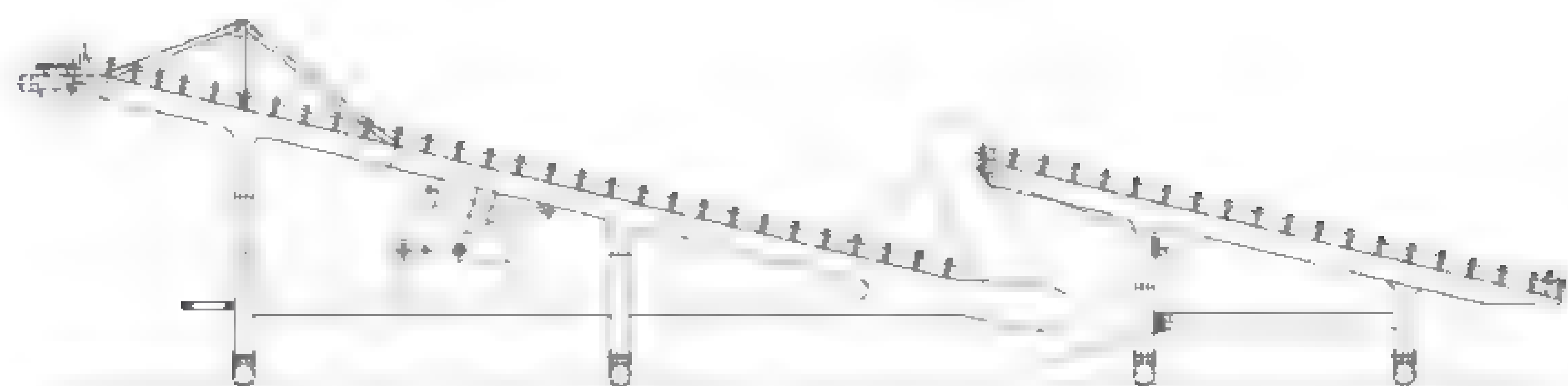


图 35-16 固定叉式漏斗双尾车

车的机构比较简单，除前部尾车设有独立的带式输送机和中部的翻板外无任何机构，尾车和主机的连接也是由不可摘下的连杆连接。在改变叉式漏斗内的翻板位置，在叉式漏斗处可以实现分流，使散料流向前部尾车，也可以使散料流向地面带式输送机，或者使部分物料流向地面带式输送机，部分流向前部尾车。

9）尾车机构的选择

前面讲述了八种类型的尾车，但并不一定都适合于某个具体的用户，在实际选用时应根据料场的工艺流程、资金的投入等多方面因素决定。实际上某些用户如果需要物料在堆料状态下实现物料的直通，即物料不堆入料场，直接返回地面带式输送机，也可以采用普通的固定式单尾车。具体方法有两种：

（1）在地面带式输送机来料时可以以取料的方向开动主机悬臂带式输送机，使落到悬臂带式输送机上的物料返回到地面带式输送机；

（2）在尾车前部落料口下部主机回转平台处的接料斗设计为可以摆动的漏斗，使散料直接落到主机的中心漏斗处，物料返回到地面带式输送机。只不过上述的方法与前面所述的几种尾车相比较不十分理想。尾车功能的选择应以满足实际需要为原则，并兼顾制造成本。

当用户需要设备具有物料直通功能时可选择前述第 5～8 种类型的尾车；当取料时地面带式输送机的运行方向和取料时地面带式输送机运行的方向相反时可选择第 2～4、第 6、7 种类型的尾车；当需要主机取料时回转角度达到约 ±165° 可选择第 2～5 种类型的尾车。

尾车的形式选用还应当充分考虑机构和结构的刚度和强度，因为尾车相对长度方向尺寸比较大，最容易发生设备在安装和投入使用后出现较大的结构变形。另外，还应当考虑在尾车上设置的各种其他机械设备的载荷对尾车钢结构强度和刚度的影响。

35.3.3 悬臂式斗轮堆取料机主要参数

1. 堆取料机的理论生产率

堆取料机的理论生产率，决定了与之配套的堆场地面带式输送机允许通过的最大输送能力。堆取料机的堆取料能力的确定，与堆场系统的设计、设备运转率要求等多方面的因素有关，涉及的面比较广。

斗轮堆取料机的堆、取料能力，是指设备在堆、取料工况时的能力，单位用 t/h 表示。设备常注明最大堆、取料能力。最大堆料能力是指在堆料工况悬臂带式输送机的最大通过量。要求地面带式输送机所送来的物料流量小于或等于最大堆料能力，否则，有可能使设备在堆料时过载。

目前，我国生产制造的堆取料机的理论生产率的范围为 300～8000t/h，而常用的范围为 1000～3500t/h，最大的理论生产率也有达到 10000t/h 的。

2. 料堆尺寸

料堆的高度是由物料堆积的静安息角和料堆的宽度决定的，物料的静安息角与物料的种类有关。在料堆的宽度一定的条件下，料堆的物料安息角越大，料堆的总高度越高。在物料静安息角一定的条件下，料堆越宽，料堆的总高度越高。为了设计方便，常以行走钢轨踏面为基准，料堆高于轨道踏面部分称为轨上高

度。料堆低于轨道踏面的部分，称为轨下高度，两者的和为总料堆高度。

料堆长度一般是由现场根据储量及地理环境确定，料堆的长度对设备影响比较小，它直接与行走距离密切相关，料堆越长，行走的距离越远。而行走距离又决定了设备的动力电缆卷筒的电缆长度和控制电缆卷筒上的电缆长度，以及设备给水系统的洒水除尘系统供水槽的长度。过长的料堆长度，对水槽的长度和增加水缆卷筒的设计带来困难。

3. 料堆宽度

指料堆在垂直于行走轨道方向上截面的最大宽度。料堆宽度与取料机的回转半径有关。

4. 臂架俯仰角度和俯仰速度

堆取料机悬臂架的俯仰角度是指悬臂纵向中心线与过悬臂后铰轴中心线水平面的夹角。即臂架上仰至最高位置(称正角度)或下俯至最低位置时与水平线之间的夹角(称负角度)。当臂架梁处于水平位置时为零度。俯仰角度工作范围的确定，首先要考虑能使悬臂上的带式输送机正常工作，即在上下极限角度位置上物料不下滑。根据这个原则，堆料机的俯仰角度一般在$-15°\sim+15°$范围内。对于粒度较大且均匀的松散物料，俯仰角度的绝对值应更小一些。一般上仰角度和下俯的角度不一定相等。取料机俯仰角度，与堆料状态下料堆的高度、悬臂后铰点的位置有关。堆料状态上俯仰角度以悬臂架下部与规定的料堆高度留有0.5～1m的间隙确定。

斗轮堆取料机的俯仰速度是悬臂带式输送机前部改向滚筒中心线绕悬臂后铰点转动的线速度。在俯仰角度范围内俯仰速度通常都是变化的，这种变化是机构本身决定的。实际设计中常限制俯仰的最高速度，在不影响设备自身的工作效率的情况下，应尽可能使俯仰速度降低，这是由于俯仰系统整体几何尺寸大，自重也较重，俯仰速度低可减小启、制动及运行时对设备的振动，并减小冲击载荷，有利于提高机械传动件及钢结构的使用寿命，并可降低俯仰驱动装置电动机的功率。一般俯仰速度限制在4～6m/min。俯仰的最高速度应在6m/min以下。较长悬臂的设备最高俯仰速度可取高值。中型设备最高俯仰速度应选5m/min左右。

5. 臂架回转半径和回转速度

臂架回转半径是指臂架带式输送机臂架水平放置时，从臂架端带式输送机头部改向滚筒中心到取料机上部的回转中心的水平距离。取料机的回转半径确定时，可按悬臂在上仰到最高位置时，散料可流到规定的料堆宽度位置即可。同时，还要考虑到臂架在回转时，不能与料堆发生干涉。

斗轮堆取料机的回转速度，是指悬臂架绕堆料机回转中心运动的转速。回转速度应当根据堆料能力的大小和散料的密度来决定。

斗轮堆取料机的回摆角度是指悬臂纵向中心线与地面带式输送机前进方向中心线在水平面投影所形成的夹角。取料机的回摆工作角度范围，由自身几何形状与料场布置情况决定，且与下列因素有关：尾车与回转钢结构的几何干涉、地面基础位置的干涉、回转中心电缆的许可转动角度等。

6. 堆取料机运行速度

堆取料机的运行速度是指堆取料机在钢轨上运行时的速度。运行速度的确定与设备类型、取料进尺距离有关。运行速度又分为调车速度与工作速度。调车速度常取30m/min，其原因与回转转速确定原则相同。取料工作时运行速度要求不高，通常小于30m/min。

35.3.4　圆形堆取料机简介

1. 概述

圆形料场堆取料机(见图35-17)是一种应用在料场外轮廓整体占地为圆形料场的堆取料设备。其特征是料场料堆为环状，以及圆形料场堆取料机在料场中央均设有一个中心柱，中心柱的作用是支承堆料机和取料机，使得堆料机和取料机能够围绕着中心柱旋转来调整堆料位置和取料位置。圆形料场堆取料机适用于大型水泥厂的石灰石原料预均化，也适用于煤矿、电厂、港口、冶金等行业需要对散状物

料进行存储或均化的原料场。



图 35-17　圆形料场堆取料机

圆形料场堆取料机主要由可围绕中心柱旋转的悬臂堆料机、中心柱、斗轮取料机或桥式斗轮取料机，或刮板取料机、电气与控制系统、电缆滑环等组成。中心柱安装在料场的中央。中心柱上部安装有悬臂堆料机，悬臂堆料机可绕中心柱在360°范围内回转，并可俯仰，悬臂俯仰驱动采用液压缸驱动。通过回转和俯仰实现不同位置的堆料作业。取料机是一台绕中心柱回转的桥式刮板取料机或桥式斗轮取料机。取料机取料后将散料输送至中心柱下部的出料溜斗，通过漏斗将散料卸至地下的带式输送机或螺旋输送机运出料场。

圆形料场堆取料机设备所适应的料堆外圆直径一般为60～120m。圆形料场堆取料机具有占地面积小、场地的利用率高的特点。圆形料场堆取料机的堆料和取料相对独立，可以同时进行连续堆、取料作业。

圆形料场堆取料机堆料时，来自上部堆料栈桥带式输送机的散料经过转载漏斗送入堆料机的悬臂上，最后经悬臂带式输送机送入料场。取料是由取料装置将物料送到中心柱下部的漏斗，经漏斗将散料通过地下带式输送机送出去。

圆形料场堆取料机的特点是：(1)占地形状为圆形，适用于由于地理位置限制不易布置为长形料场，而采用圆形料场；(2)可以设计成为封闭式料场以减少粉尘对环境的污染。除圆形料场堆取料机外，其他类型的设备都相对容易实现自动控制，是电厂、水泥行业的煤炭、石灰石等散料理想的堆取设备。

2. 分类及基本功能

圆形料场堆取料机按照取料机类型分为斗轮式和刮板式，按照功能分为普通型和混匀型。

圆形料场堆取料机的堆料部分在不同形式的设备中基本类似，都是在中心柱处由堆料栈桥带式输送机卸料后由堆料臂堆料。堆料机的落料点有的是在固定的回转半径位置上，有的设备是通过伸缩臂来调整堆料点的半径。

在大型散货码头，通常由卸船机或翻车机将散料卸到带式输送机系统送至圆形料场内，或有圆形堆取料机将散料通过带式输送机系统送至岸边的散货装船机进行装船作业。

1）圆形堆料机

圆形堆料机按结构特征可分为水平固定式和悬臂俯仰式，取料机按结构特征可分为桥式、门架式和悬臂配重式。它们主要由堆料机体、中心柱和取料机等组成。

圆形堆料机的主要性能参数是料场直径、生产率、储量和挡料墙高度。生产率与送料的带式输送机相匹配，悬臂带式输送机的带宽和带速、储量和料场直径根据需求和场地要求而定。

2）圆形堆取料机

圆形堆取料机具有行走机构、堆料回转、钢丝绳俯仰、臂架带式输送机、取料刮板机等机构。

门架式圆形堆取料机由中心柱、堆料带式输送机、行走机构、钢丝绳俯仰、刮板取料机等机构组成。

堆料机以中心柱为中心，堆料机的一端为钢结构悬臂带式输送机，另一端为配重箱。进入圆形料场的散料通过悬臂带式输送机头部卸料，直接向料场堆料。悬臂带式输送机的驱动装置设在尾部滚筒处。堆料机臂架采用板梁或组合结构，应具有足够的强度、刚度和稳定性，以保证臂架带式输送机能正常运行。臂架带式输送机安装于臂结构轴线上，带式输送机两侧设人行走道，其踏面为安全格栅。

堆取料机的中心柱位于圆形料场的中央，

由圆筒状钢板卷轧并焊接组装而成。中心柱的顶部与进入圆形料场的栈桥带式输送机相接，并作为栈桥带式输送机荷载支承点。带式输送机的头部漏斗下口与中心柱顶的落料管连接，并通过其下的斜管接至堆料机上的悬臂带式输送机。中心柱的下部设有一个圆锥形料斗和三个钢支腿，支腿支承于圆形料场中心地下钢筋混凝土基础上。中心柱也可作为地下运料隧道的紧急通道。中心柱是料场堆取料机的重要部件，既承受着各主要部件及输入栈桥的荷载，也是各部件的安装中心。

悬臂带式输送机装在悬臂梁结构上，是堆料机堆料的重要组成部分。堆料机采用水平悬臂式带式输送机堆料，设俯仰功能或不带俯仰功能。带式输送机驱动装置采用硬齿面减速机，配置限矩型液力耦合器、制动器装置。驱动滚筒采用人字形铸胶滚筒，改向滚筒采用平面铸胶，托辊采用槽形滚筒，上、下胶带面均应设置适当的自动调心托辊，头尾处设置一定数量的变角度过渡托辊组。在受料点落料管下方装设缓冲托辊，卸料滚筒处应设有两道清扫装置。带式输送机张紧装置采用液压式螺旋丝杠、带锁定。

圆形堆取料机靠刮板取料机实现取料功能，应具备按照取料量要求通过调节行走速度和吃料深度来调整取料能力的功能，并应采用变频调速的方式来实现。刮板还有足够的耐磨性，应有防止其脱落的措施，并应便于更换。刮板采用Q345B制成，刃口堆焊耐磨材料。刮板取料机张紧装置应设置在改向链轮处，张紧装置应为液压张紧，该装置采用调节型弹簧液压式，张力恒定，易于操作调整。

圆形堆取料机的取料变幅机构由驱动装置、卷筒、钢丝绳、俯仰电气检测控制系统及润滑系统等组成，通过变幅机构来完成刮板取料机的变幅操作，从而达到分层取料的目的。变幅机构的驱动装置采用变频调速机械驱动，精确控制变幅量，从而控制取料量的变化，驱动装置应采用安全制动系统。

门架钢结构采用双箱形梁结构或桁架结构，一端与行走连接，可以随运行机构回转，另一端支承在中心柱侧，下面吊挂刮板取料机。通过钢丝绳卷扬机，将刮板机俯仰，刮取高料位。门架钢结构安装有梯子栏杆，可以从中心柱沿梯子栏杆走道行走机构侧。

圆形料场回转机构采用三个回转轴承，上部采用无齿式结构形式，中部回转轴承采用有齿式结构形式，门架式或悬臂配重式圆形堆取料机的下部回转轴承采用无齿式结构，堆料回转机构由回转轴承和驱动装置组成。回转轴承能承受足够大的轴向力、径向力、倾覆力矩，提高了圆形料场的安全性。

回转轴承内圈和外圈分别与法兰螺栓连接，法兰采用厚板结构，安装的接触面需要进行机械加工，以保证有良好的接触，达到较好的支承作用。在回转轴承安装面平整度符合偏差要求的情况下，紧固螺栓达到要求的拧紧力矩后，不会造成轴承的扭曲，轴承可以承受工作载荷而不发生变形。

大型的回转轴承回转支承高度小，降低了变幅部分的重心变化范围，提供了设备的整体稳定性。轴承内腔可由集中润滑系统供油，润滑简单。回转轴承配有外齿圈，与驱动小齿轮的啮合精度高，传动平稳，振动和噪声较小。交叉滚柱轴承和三排滚柱回转轴承在堆料机中得到广泛应用。

回转的驱动装置，由电动机、限矩联轴器、制动器和立式行星减速器等组成。减速器的出轴安装有小齿轮，通过与回转支承上的大齿圈或销齿圈啮合，实现上部设备的转动。电机采用变频电机。电机为立式或卧式布置，上有防尘罩。

取料的行走机构是由行走台车组成，每组台车有两个车轮，每组台车上装有一个驱动装置，来驱动主从动车轮组，从而带动行走车轮组在圆形轨道上行走，电机一般采用变频制动电机，可以通过调节电机频率实现高速和低速的行走。

堆取料机设置司机室，便于现场就地调试检修维护操作。司机室的位置应保证操作员视线良好，联系方便。司机室安装牢固，以防振动，内设冷暖空调、灭火器、电话、无线对讲机等。司机室的布置能使操作员方便、快捷、

准确地进行操作，仪表应布置在容易看到的地方。司机室具有防水、防尘、隔热、隔音、防火等功能。司机室照明充足并设置应急照明装置。司机室设有火灾报警装置。操作室配有操作盘、控制设备及配电屏。堆料机的行走、回转、俯仰及带式输送机的启停及运行控制全部在操作室由司机一人操纵。操作室配有空气调节器及取暖设备，以改善司机的工作条件。

3. 圆形堆取料机主要参数

圆形堆取料机的参数分为主参数和工作性能参数两类。

圆形堆取料机的主参数决定了堆取料机的规模、主要技术性能参数和主要结构形式。主参数包括堆料的理论生产率、料场直径、料堆的高度、带式输送机带宽。

圆形堆取料机的工作性能参数决定了各个机构的结构形式、尺寸、功率、转速性能等。堆料机的工作性能参数包括：料场直径、挡料墙高度、堆料机回转半径、堆料机回转角度、臂架俯仰角度、取料机回转角度等。

1）堆取料机的理论生产率

配套的堆场地面带式输送机允许通过的最大输送能力决定了圆形堆取料机的理论生产率。堆料机的堆料能力的确定，与料场系统的设计、设备运转率要求等多方面的因素有关，涉及的面比较广。

堆料能力是指设备在堆料工况时的能力。取料能力是指设备在取料工况时的能力。堆料能力范围为300～6000t/h，取料能力范围为300～3000t/h。

设备常注明最大堆料能力。最大堆料能力是指在堆料工况悬臂带式输送机的最大通过量。最大堆料能力，要求地面带式输送机所送来的散料流量小于或等于最大堆料能力，否则，有可能使设备在堆料时过载。

2）料堆直径、挡料墙高度、料场储量

料堆直径和挡料墙高度决定圆形料场的储量，散料的静安息角与散料的种类有关。在挡料墙高度一定的条件下，料堆的散料安息角越大，料堆的总高度越高。

3）臂架俯仰角度

堆料机悬臂架的俯仰，是指悬臂架在垂直平面内角度的变化。俯仰角度是指悬臂纵向中心线与过悬臂后铰轴中心线水平面的夹角。即臂架上仰至最高位置(称正角度)或下俯至最低位置时与水平线之间的夹角(称负角度)。当臂架梁处于水平位置时为零度。堆料机的俯仰角度一般在$-12°$～$+3°$范围内进行堆料，也可以上仰到最大角度时，跨过门架在门架钢结构另外一侧进行堆料。堆料机也可以布置水平角度，不带有俯仰功能。

4）回转半径

臂架回转半径是指堆料带式输送机臂架水平布置时，从臂架端带式输送机头部改向滚筒中心到堆料机上部的回转中心的水平距离。

5）回转速度

堆料机的回转速度，是指悬臂架绕堆料机回转中心运动的转速。回转速度应当根据堆料能力的大小和散料的密度来决定。

6）回转角度

堆料机的回转角度，是指悬臂纵向中心线与地面带式输送机前进方向中心线在水平面投影所形成的夹角。

7）轨道直径

取料机行走轨道安装在挡料墙上，取料机回转时，行走机构行走的轨道直径根据料场直径进行布置。如果圆形堆取料机是360°回转时，可以在挡料墙上周圈布置圆形轨道，如果取料机不是360°回转，则在挡料墙的大门或者是进料栈桥下方的位置不布置轨道，轨道的终端要设置止挡器。轨道分担取料机的一部分载荷，另外一部分由中心柱承担。

8）堆取料机行走速度

堆取料机的行走速度是堆取料机在圆形轨道上运行时的速度。运行速度又分为调车速度与工作速度，通常为4～8m/min，工作速度与刮板机的长度有一定的匹配关系。

35.4 典型产品主要技术参数

典型悬臂堆料机主要技术参数见表35-1～表35-8。

表 35-1 典型单(双)臂堆料机主要技术参数

使用港口			青岛港	南京港	武汉港	重庆港	镇江港
适用货种			煤	煤	煤	磷矿石	矿石
散料输出方向			左或右	左或右	左或右	左	左
生产率/(t/h)			900	900	1200	800	600
轨上堆料高度/m			10	5	7	5	7
进料带式输送机	带宽/mm		1000	1000	1000	1000	800
	带速/(m/s)		2.7	2.2	1.5	1.6	
	轨上托辊高度/mm			<400	250	<400	350
伸臂带式输送机	带宽/mm		1000	1000	1200	1000	800
	带速/(m/s)		2.7	2.5	2.5	1.6	2.5
	长度/m		15.68	8.68	13.36	10.12	13
	电动机	型号	JO63-4	JO82-8	JO73-6	JO62-4	JO62-4
		功率/kW	2×14	2×20	2×20	10	17
伸臂俯仰机构	俯仰角度/(°)		0～18		0～18	−16～10	0～18
	俯仰速度/(m/min)		3.35	2.4	1.97	2.4	
	电动机	型号	JO72-4	JZR21-6	JO52-6	JZ12-6	JS-2 手摇绞车
		功率/kW	20	6.5	2×4.5	3.5	
行走机构	行走速度/(m/min)		10			77	23.4
	电动机	型号	JO3-4	JZR21-8	JZR42-8	JZR41-8	JZR41-8
		功率/kW	14	13.2	16	13.2	16
总功率/kW			62	59.7	65	26.7	33
轨距/m			4	3.2	3.2	4	4
采用钢轨			T54 中型	P24	P24	P24	P38
轮压/kN			50				140
总质量/t			18	20	25	19.5	38

表 35-2 典型悬臂堆料机主要技术参数

规格型号			D1500·45	D4000·40	D1500·35	D5000·45
性能			手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动
生产能力	额定生产率/(t/h)		1500	4000	1500	5000
	堆料高度	轨上/m	11	11	17.4	9
		轨下/m	1	1.0	2	1
物料	种类及密度/(t/m³)		铁矿石 2.5	煤 0.85～1	铁矿石 2.05	铁矿石 2.2～3.2
	粒度/mm		0～150	0～150	0～22	0～100
输送机	进料/出料	带宽/mm	1200	1800	1000	1600
		带速/(m/s)	3.17	3.88	2.6	3.15
回转机构	回转半径/m		45	40	—	45
	回转角度/(°)		±110	±110	—	±135
	回转速度/(r/min)		0.15	0.15		0.15
	传动形式		机械	机械		机械
	支承形式		回转轴承	回转轴承		回转轴承

续表

规格型号			D1500·45	D4000·40	D1500·35	D5000·45
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	4	7	13	12
		俯/(°)	8	10.5	16	10
	俯仰速度/(m/min)		5	5	5	5
行走机构	轨距/m		8	8	7	8
	基距/m		7	7	7	8
	速度	慢/(m/min)	7	7	6	6
		快/(m/min)	30	30	30	30
	最大轮压/kN		300	300	300	
	荐用轨道		CR80	CR80	RE136	P50
装机总功率/kW			180	300	185	350
电源/V			6600	6600	6600	10000
外形尺寸	长/m		105.8	95.5	79.3	112.6
	宽/m		11.6	11.6	46.1	11.6
	高/m		19.2	19.2	18.5	19.7
总质量/t			470	590	400	550

表 35-3 大型悬臂堆料机主要技术参数

规格型号			D7780·47	D9000·43	D10000·48	D9600·55
性能			手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动
生产能力	额定生产率/(t/h)		7780	9000	10000	9600
	堆料高度	轨上/m	15	12.3	17.4	10.5
		轨下/m	2	1.7	2	1.5
散料	种类及密度/(t/m^3)		煤 0.85~0.95	铁矿石 1.85~2.65	铁矿石 2.2	铁矿石 2~3
	粒度/mm		0~300	0~50	1	0~75
输送机	进料/出料	带宽/mm	2400	1800	1800	2000
		带速/(m/s)	5	4.6	4.5	3.75
回转机构	回转半径/m		47	43	48	55
	回转角度/(°)		±120	±110	±120	±120
	回转速度/(r/min)		0.15	0.12	0.12	0.12
	传动形式		机械	机械	机械	机械
	支承形式		台车	回转轴承	回转轴承	回转轴承
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	14	9	14	6
		俯/(°)	10	9	10	8
	俯仰速度/(m/min)		5	5	5	5
行走机构	轨距/m		9	8	10	11
	基距/m		8.5	10	9.5	10.8
	速度	慢/(m/min)	6	6	6	6
		快/(m/min)	30	30	30	30
	最大轮压/kN		250	250	300	300
	荐用轨道		P50	P50	RE136	QU100
装机总功率/kW			800	725	900	800

续表

规格型号		D7780·47	D9000·43	D10000·48	D9600·55
电源/V		6000	6000	6600	10000
外形尺寸	长/m	113	110.6	113.8	121.3
	宽/m	14.2	13	14	13.7
	高/m	30	30.3	31	30.4
总质量/t					

表 35-4 典型斗轮取料机技术参数

规格型号			QL600·25	QL3000·45	QL1250·30	QL2000·35
性能			手动、除尘	程控、除尘	调速、除尘	调速、除尘
生产能力	额定生产率/(t/h)		600	3000	1250	2000
	取料高度	轨上/m	10	15	12	12
		轨下/m	2	2	2	2
散料	种类及密度/(t/m³)		煤 0.85	煤 0.9	煤 0.85	煤 0.9
	粒度/mm		0～250	0～250	0～350	0～300
取料机构	斗轮形式		无格式	无格式	无格式	无格式
	斗轮直径/m		4.21	8	6	7
	斗轮转速/(r/min)		6～10	6	7.817	7/5
	斗数×斗容/m³		7×0.22	8×1.45	8×0.5	8×1
	传动形式		液压	机械	机械	机械
输送机	进料/出料	带宽/mm	1000	1800	1200	1400
		带速/(m/s)	2.5	4	3.45	3.45
回转机构	回转半径/m		25	45	30	35
	回转角度/(°)		±165	343	±110	±110
	回转速度/(r/min)		0.046～0.154		0.087～0.214	0.1～0.2
	传动形式		液压-机械	可控硅，机械	可控硅，机械	液压
	支承形式		交叉滚子轴承	台车式	倒锥滚轮	交叉滚子轴承
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	16	12	15	10°30′
		俯/(°)	16	12	16	12°30′
	俯仰速度/(m/min)		3.74～6	3～6	4～5.5	5
行走机构	轨距/m		5	8	6	7
	基距/m		6	9	7	7
	速度	慢/(m/min)	7	7.5	7.03	7
		快/(m/min)	30	30	30.8	30
	最大轮压/kN		230		250	300
	荐用轨道		P43	P50	P50	P50
装机总容量/kW			182	156.5	255	420
电源/V			卷缆 380	6000	6000	6000
外形尺寸		长/m	38.4		49.5	61.25
		宽/m	10		9.8	11.5
		高/m	17		21.7	23.8
质量/t			156.4		270	400

表 35-5 大型斗轮取料机技术参数

规格型号			QL3000·47	QL3800·50	QL8000·50	QL8300·46
性能			手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动	手动,半自动
生产能力	额定生产率/(t/h)		3000	3800	8000	8300
	取料高度	轨上/mm	15.5	17.4	17.4	11.8
		轨下/mm	1.5	2	2	2
物料	种类及密度/(t/m³)		煤 0.96	矿石 2.2	矿石 2.05	矿石 2.3
	粒度/mm		0～300	0～1	0～22	0～45
取料机构	斗轮形式		无格式	无格式	无格式	无格式
	斗轮直径/m		8	8	10	10
	斗轮转速/(r/min)		6.53	5	5	5
	斗数×斗容/m³		9×1.43	9×0.93	9×2	11×1.7
	传动形式		液压	液压	液压	液压
输送机	进料/出料	带宽/mm	1600	1400	1800	1800
		带速/(m/s)	4.8	3.5	4.5	4.19
回转机构	回转半径/m		47	50	50	46
	回转角度/(°)		±170	±165	±165	±165
	回转速度/(r/min)		0.06～0.12	0.06～0.12	0.045～0.108	0.06～0.12
	传动形式		机械	机械	机械	机械
	支承形式		回转轴承	台车式	台车式	回转轴承
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	14.5	15	15	13
		俯/(°)	12.5	13	13	13
	俯仰速度/(m/min)		5	5	5	5
行走机构	轨距/m		12	10	10	10
	基距/m		10	11	14.55	18
	速度	慢/(m/min)	6	6	6	6
		快/(m/min)	30	30	30	30
	最大轮压/kN		300	350	350	250
	荐用轨道		P60	RE136	RE136	TR-57
装机总容量/kW			577	830	1700	1780
电源/V			10000	6600	6600	4160
外形尺寸		长/m	75	76.8	82	78
		宽/m	13	13.5	14	15
		高/m	31	31	35	34
质量/t						

表 35-6 门式堆取料机主要技术参数

生产能力	取料出力/(t/h)	1000
	堆料出力/(t/h)	1500
散料特性	粒度/mm	≤300
	密度/(t/m³)	0.9
料场参数	轨距/m	43
	堆高/m	轨上 9.5,轨下 0.5
	堆长/m	280

续表

电源	供电方式	安全滑触线
	电压/V	380
	频率/Hz	50
装机功率	负荷功率/kW	280
	装机容量/kW	330
大车轮压	刚性腿侧/kN	≤250
	柔性腿侧/kN	≤250
尾车轮压	kN	≤100
设备总质量	t	350

表 35-7　典型斗轮堆取料机技术参数

规格型号			DQL200/45·20	DQL1000/1200·30	DQL2000/3150·30
生产能力	额定生产率	取料/(t/h)	200	1000	2000
		堆料/(t/h)	450	1200	3150
	堆料高度	轨上/mm	8	11.5	12
		轨下/mm	1.8	2	2
散料	种类及密度/(t/m³)		炼焦，精煤 0.8～1.0	煤 0.85	煤 0.85～1
	粒度/mm		≤150	≤300	≤300
取料机构	斗轮形式		无格式	无格式	无格式
	斗轮直径/m		2.8	6	7.5
	斗轮转速/(r/min)		13	8	7.5
	斗数×斗容/m³		7×0.05	9×0.34	9×0.87
	传动形式		行星传动	液压，机械	机械
输送机	进料/出料	带宽/mm	1000	1200	1600
		带速/(m/s)	1.6	2.5	3.8
回转机构	回转半径/m		20	30	30
	回转角度/(°)		±110	±110	±110
	回转速度/(r/min)		0.1	0.0343～0.12	0.1～0.2
	传动形式		行星传动	机械	机械
	支承形式		交叉滚子轴承	交叉滚子轴承	圆锥滚轮式
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	16°25′	13	14
		俯/(°)	14°17′	11	14
	俯仰速度/(m/min)		<6	3.39～4.93	5
行走机构	轨距/m		4.5	6	7
	基距/m		4.5	6	8
	速度	慢/(m/min)	5.23	7	7.5
		快/(m/min)	29.85	30	30
	最大轮压/kN		176.5	250	≤300
	荐用轨道/(kg/m)		P43	P50	P50
装机总容量/kW			78.1	287.5	450
电源/V			380	380	6000

续表

规格型号		DQL200/45·20	DQL1000/1200·30	DQL2000/3150·30
外形尺寸	长/m	40.94	63.7	89.25
	宽/m	6.604	9.1	12
	高/m	14.33	15.65	27.8
质量/t		~100	278.3	578

表 35-8 大型斗轮堆取料机技术参数

规格型号			DQL5000/5000·55	DQL9000/4500·47	DQL9000/5000·49
生产能力	额定生产率	取料/(t/h)	5000	4500	5000
		堆料/(t/h)	5000	9000	9000
	堆料高度	轨上/mm	14.326	12.3	14
		轨下/mm	914	1.7	2
散料	种类及密度/(t/m^3)		煤 0.8~0.96	矿石 2.0~3.0	矿石 2.2~3.0
	粒度/mm		≤150	≤75	≤60
取料机构	斗轮形式		无格式	无格式	无格式
	斗轮直径/m		9.1	8	8
	斗轮转速/(r/min)		6.5	5	5
	斗数×斗容/m^3		11×1.7	9×1.03	9×1.03
	传动形式		机械	液压	液压
输送机	进料/出料	带宽/mm	1828.8	1800	1800
		带速/(m/s)	4.4958	4.6	4
回转机构	回转半径/m		55	47	49
	回转角度/(°)		±165/±110	±110	±110
	回转速度/(r/min)		0~0.12	0.06~0.12	0.05~0.1
	传动形式		机械	机械	机械
	支承形式		回转轴承	回转轴承	回转轴承
俯仰机构	俯仰角	仰/(°)	9	7.5	13
		俯/(°)	10	12	12
	俯仰速度/(m/min)		5	5	5
行走机构	轨距/m		12.192	9	10
	基距/m		13.6	12.4	12.4
	速度	慢/(m/min)	7	6	6
		快/(m/min)	30	30	30
	最大轮压/kN		336.3	300	≤300
	荐用轨道/(kg/m)		135	P50	UQ80
装机总容量/kW		2065	1200	1750	
电源/V		13800	6600	10000	
外形尺寸		长/m	87.7	79	80
		宽/m	16	13.6	14.6
		高/m	35.9	35	35
质量/t					

第36章

散货装卸车机械

36.1 散货装车机

36.1.1 概述

散货装车机是与码头后方带式输送机系统相衔接的，它是将带式输送机系统上来自堆场的大宗散货连续装入火车车厢的散货连续式装车机械。

散货装车机根据臂架结构形式不同分为伸缩臂架式散货装车机（见图36-1）和横移臂架式散货装车机（见图36-2），均由主体和上料尾车两大部分组成。主体主要由门架、伸缩臂架或横移臂架、转料漏斗、行走机构、伸缩带式输送机或横移带式输送机、臂架伸缩机构或臂架横移机构、分叉漏斗及转料摆动机构等组成。

装车工作时，来自地面带式输送机上的矿石、煤等散货物料，通过上料尾车，将散货物料卸入臂架带式输送机上，再通过臂架前端的分叉漏斗卸料装置装入火车车厢。装车机由大车行走、臂架带式输送机及可跨越相邻两节车厢间距的分叉漏斗卸料装置的协调动作来完成对火车的连续装车作业。通过臂架垂直火车轨道方向的伸缩或横移运动，使装车机能为并排的多股轨道线装车。

36.1.2 工作机构

散货装车机的工作机构主要包括行走机构、悬臂带式输送机、臂架伸缩机构或臂架横移机构、分叉漏斗及转料摆动机构。

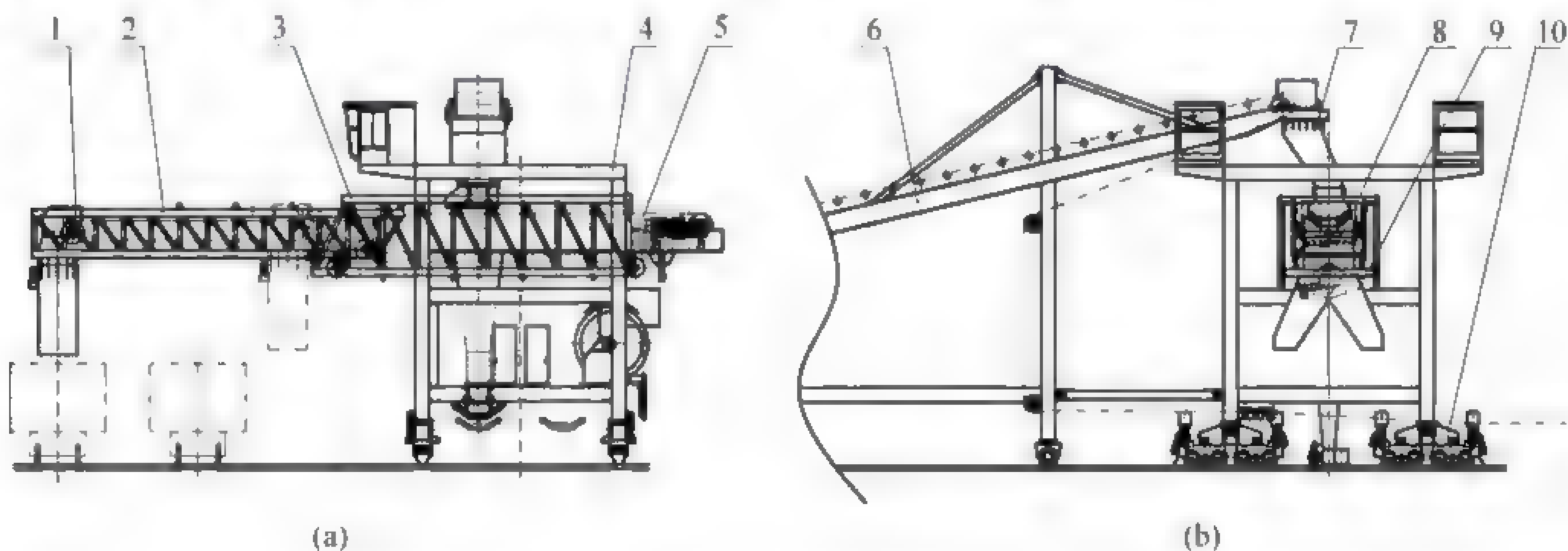


图36-1 伸缩臂架式散货装车机

1—伸缩带式输送机；2—伸缩臂；3—固定臂；4—门架；5—臂架伸缩机构；6—上料尾车；7—转料漏斗；8—转料摆动机构；9—分叉漏斗；10—行走机构

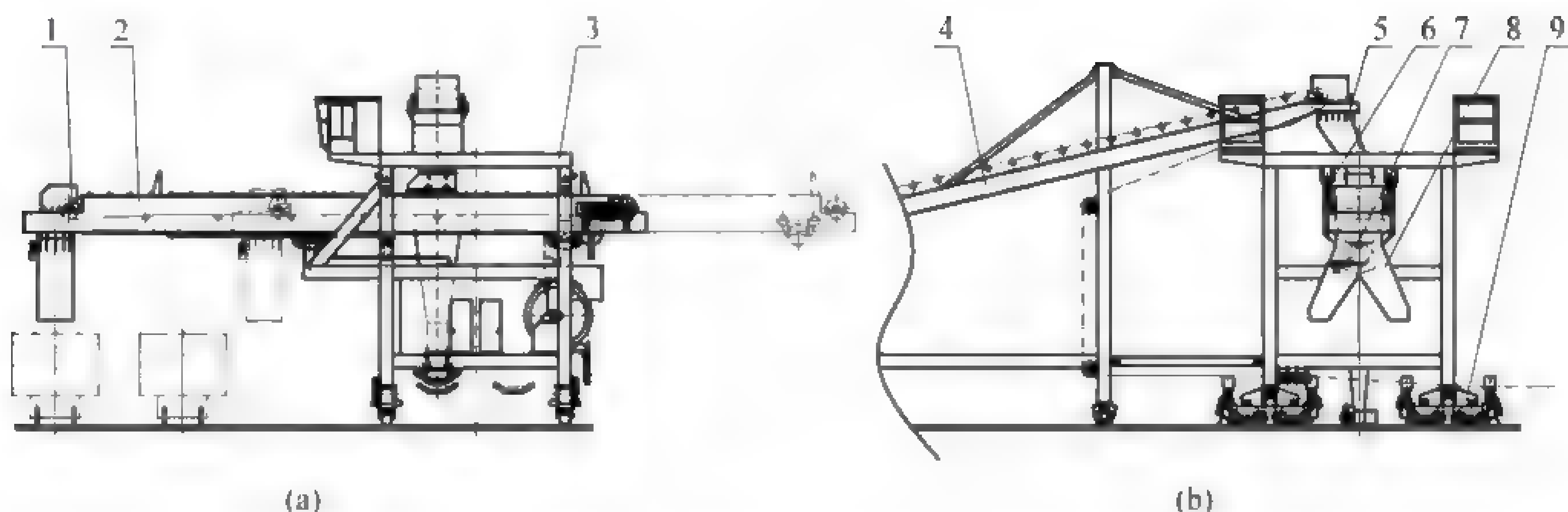


图 36-2 横移臂架式散货装车机

1—横移带式输送机；2—横移臂架；3—门架；4—上料尾车；5—转料漏斗；6—臂架横移机构；7—转料摆动机构；8—分叉漏斗；9—行走机构

1. 行走机构

行走机构一般采用相同能力的起重机的行走机构。行走机构采用交流变频调速驱动，闭环控制，实现连续无级调速，装车机作业时可根据装车作业情况实时调整行走速度。

在装车作业过程中，大车将沿着一个方向行走，直到该列车所有作业车厢全部加料完毕。当后方来料比较理想(均匀)时，大车也可保持相对匀速行驶。大车装车方向可以选择，分为左装车(由右向左装车)和右装车(由左向右装车)。

2. 臂架带式输送机

臂架带式输送机由电动机、液力耦合器、制动器及减速器来驱动滚筒，通过输送带与驱动滚筒之间的摩擦力使输送带运动。在臂架带式输送机的头部装有分叉漏斗，通过分叉漏斗内摆动斗的摆动，实现整列火车的连续装车作业。在臂架带式输送机上安装有电子皮带秤，以便及时控制装车的流量。为实现多股道上火车的装车作业，臂架带式输送机可以在垂直火车轨道方向伸缩或随臂架一起在门架上移动。

3. 臂架伸缩机构或臂架横移机构

为了使装车机能够适应多股车道的装车作业，需设置臂架伸缩机构或臂架横移机构使臂架上的带式输送机垂直火车轨道方向伸缩或随臂架一起在门架上移动。臂架伸缩机构或臂架横移机构主要包括电动机、减速器、齿轮齿条传动或链条传动等驱动机构，及支承滚轮、导向轮、压轮等支承装置，如图 36-3 所示。

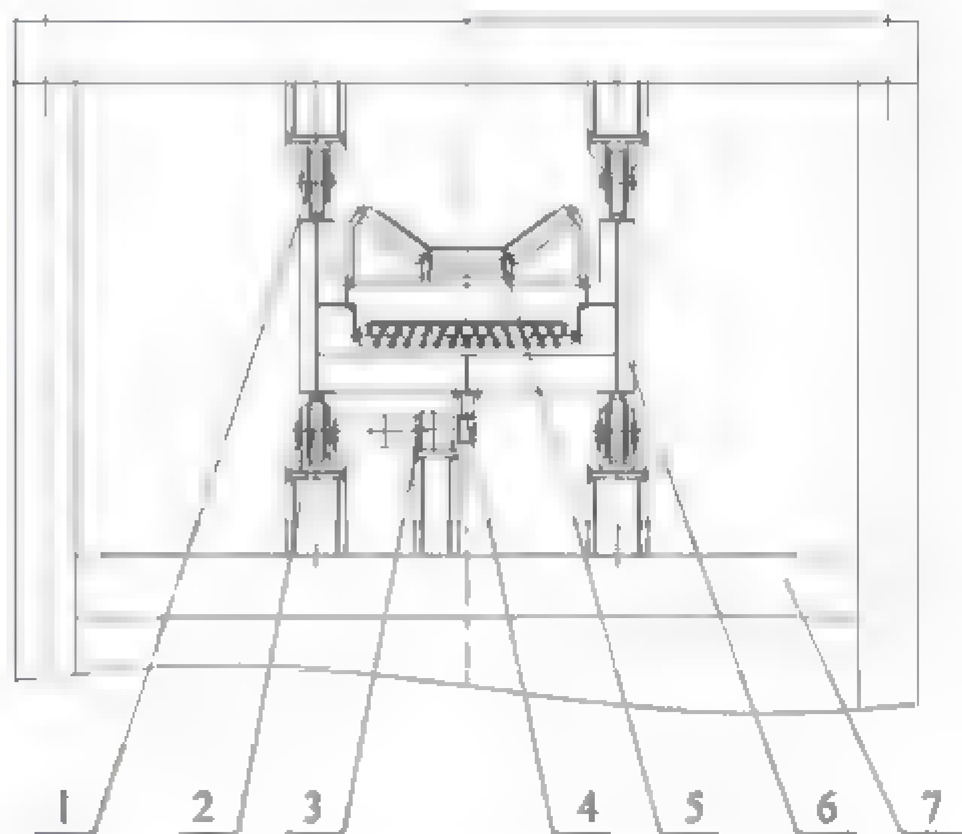


图 36-3 臂架伸缩机构或臂架横移机构

1—压轮；2—支承滚轮；3—电动机及减速器；4—齿轮齿条传动；5—臂架带式输送机；6—臂架；7—门架

4. 分叉漏斗及转料摆动机构

为了保证装车机的连续装车，同时在过车厢时物料又不撒落在车厢外，在臂架带式输送机头部装设有分叉漏斗。当大车处于跨车厢位置时，系统将控制挡板切换落料口，使落料点从一节车厢转到相邻的下一节车厢。分叉漏

斗装有液压推杆驱动的切换挡板，如图 36 4 所示。

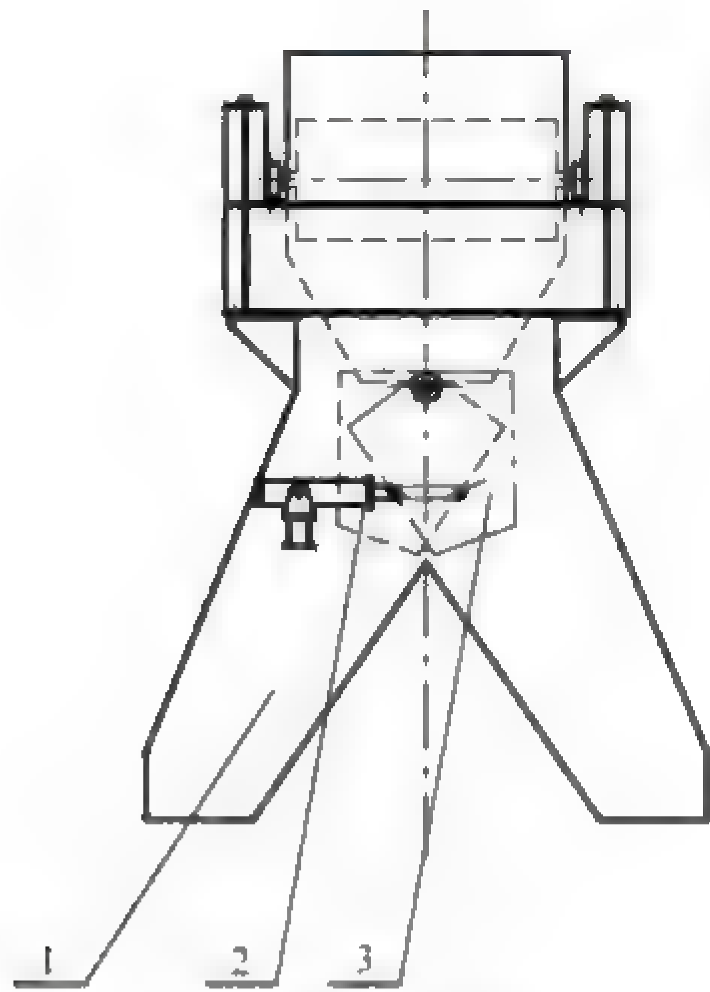


图 36-4　分叉漏斗及转料摆动机构
1—分叉漏斗；2—液压推杆；3—切换挡板

36.1.3　金属结构

装车机的金属结构主要包括门架、臂架、尾车架等。

1. 门架

门架为箱形截面的结构形式，由上、下门架组成。上门架和下门架为整体结构。门架跨下应有足够的空间，以便于地面带式输送机的布置。

2. 臂架结构

伸缩式臂架结构由固定臂和伸缩臂组成，均采用板梁或桁架组合梁结构。为保证伸缩臂伸缩灵活，在固定臂下部有支承滚轮，上部铺设有导轨，伸缩臂顶部设置有压轮，底面铺设有导轨。

横移式臂架为单根箱形梁，箱形梁上、下表面铺设有轨道。臂架的支承滚轮、导向轮及压轮均设置在门架横梁上。

3. 尾车架

尾车架主要由皮带支架、台车架、连杆、支承架和拉杆组成。

36.1.4　典型散货装车机性能参数表

典型散货装车机主要性能参数见表 36-1。

表 36-1　典型散货装车机主要性能参数

性能参数 \ 型号		ZC3500	ZC1500
生产率/(t/h)		3500	1500
输送物料及容重/(t/m³)		矿石，2.1～3.0	矿石，2.1～3.0
行走机构	行走速度/(m/min)	16	12
	轨距/轮距/m	7/7	4.5/4.5
	最大轮压/kN	200	190
	轮径/mm	ϕ600	ϕ630
	轨道	P50	P50
	功率	8×7.5kW	4×5.5kW
尾车带式输送机	带速/(m/s)	3.15	2.5
	带宽/mm	1400	1000
臂架带式输送机	带速/(m/s)	2.5	2.5
	带宽/mm	1600	1000
	功率/kW	55	30
臂架横移机构	横移速度/(m/min)	8.8	6
	支承滚轮轮径/mm	ϕ500	ϕ350
	横移驱动功率/kW	3	2.2
	轨道	方钢 60mm×50mm	P24
自重/t		225	140

36.2 链斗卸车机

36.2.1 概述

链斗卸车机是实现散货卸车和堆放的一种设备。因其效率高，节省人力，能够降低装卸成本，故被广泛使用。

链斗卸车机的基本结构主要由链斗提升机、升降机构、带式输送机、行走机构、机架和电气系统等组成，见图36-5。

工作时，链斗提升机下降至待卸的车厢内，将物料挖取提升到预定高度，再抛卸到带式输送机上，然后由带式输送机将物料运送堆放到两侧的堆场上。通过行走机构的缓慢移动和链斗提升机逐层挖取物料，直至把车厢内的货物卸完。

链斗卸车机根据横向跨越车厢的数量分为单轨和双轨（或多轨）等形式，其跨度为5～22m。带式输送机可为一条左右移动的双向带式输送机，也可配置一条固定双向带式输送机和左右各一条可俯仰、回转的堆料带式输送机（见图36-6），以获得较大的堆料能力。

链斗卸车机的生产率一般为300～400t/h，每小时可接卸5～6节敞车。它适宜接卸的物料包括：50mm以下的粒煤和小块煤；粒度50～100mm含量在30%以下或偶有100～300mm大块的原煤；50mm以下的矿石；50～100mm的含量在20%以下的矿石；100～200mm的含量在10%以下的矿石；含水量13%以下的粉状物料。但不适宜卸黏性大、水分高的粉状物料。

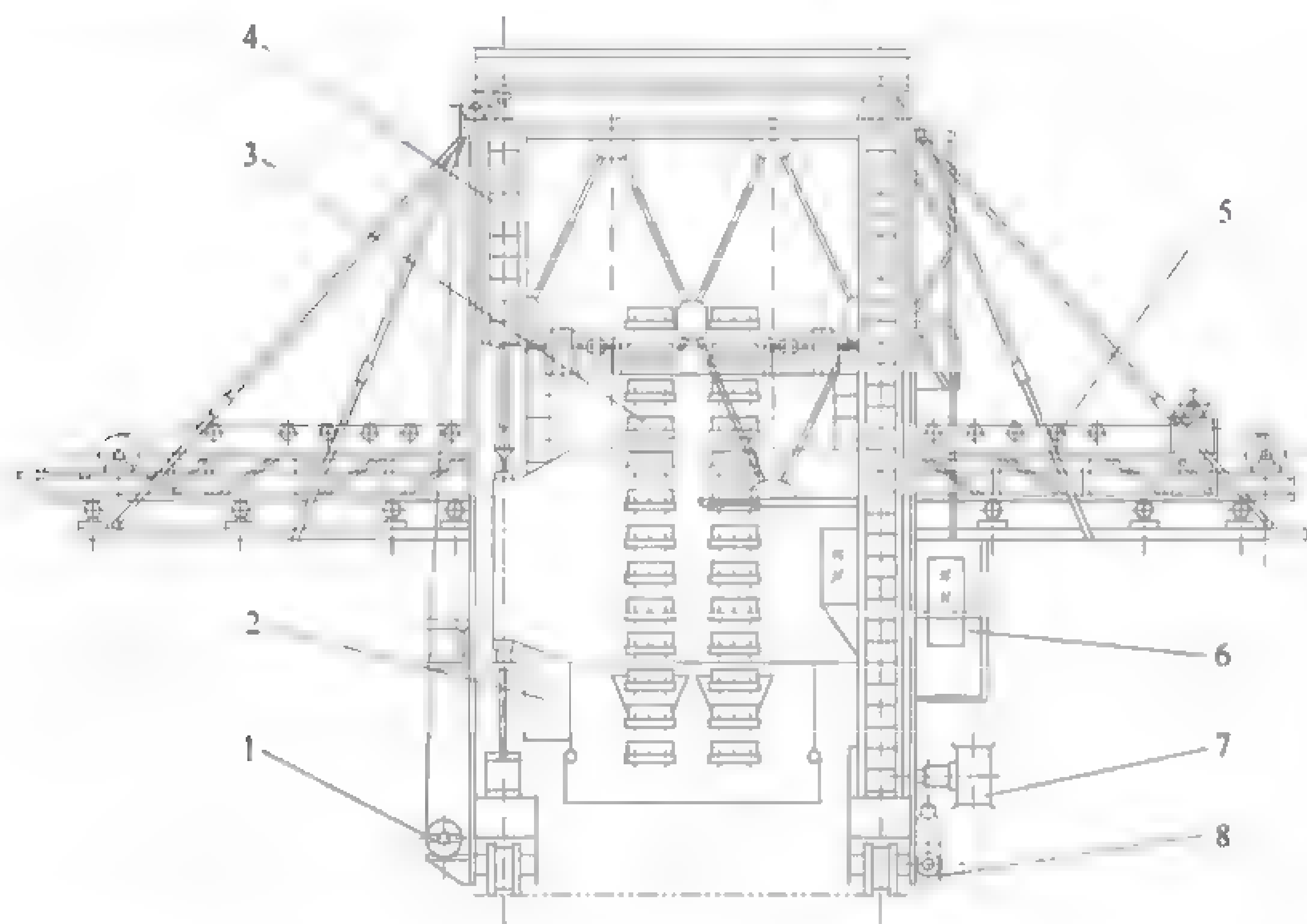


图36-5 链斗卸车机

1—升降机构；2—电气系统；3—链斗提升机；4—机架；5—带式输送机；6—司机室；7—电缆卷筒；8—行走机构

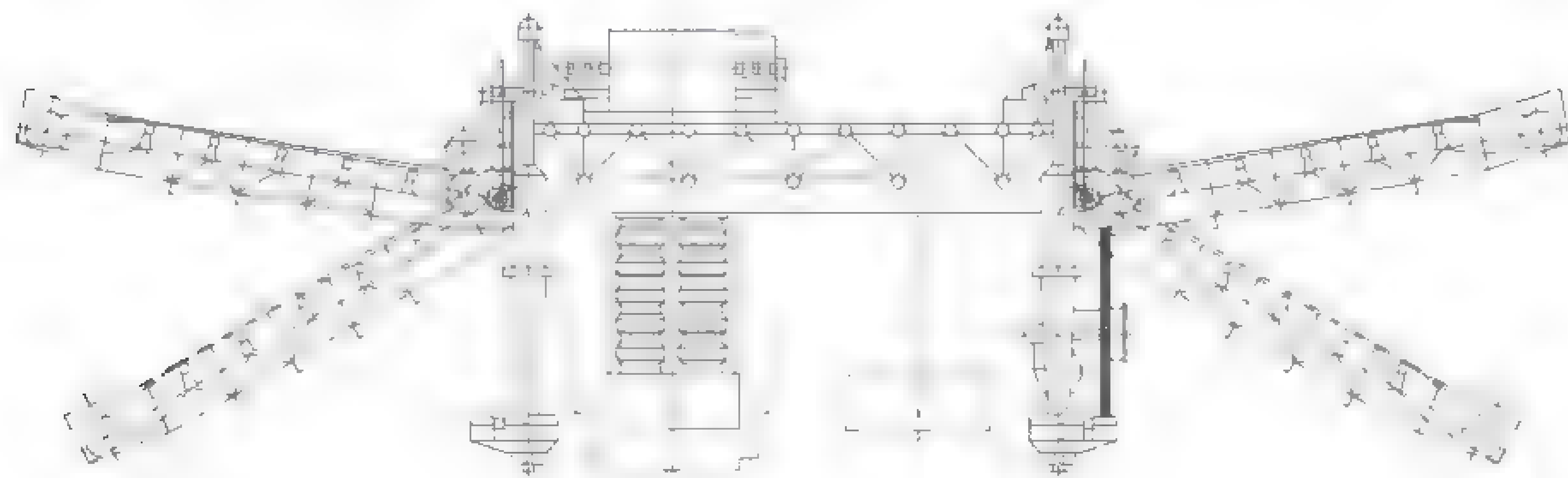


图36-6 堆料带式输送机

链斗卸车机是中小港口散货转运的一种主要卸车机械。在设计选型时，应根据年运量、码头堆场条件及工艺系统的要求等因素，经综合比较论证后确定。

36.2.2　主要机构

1. 链斗提升机

链斗提升机主要由链条、料斗、驱动链轮、拉紧链轮、驱动机构、机架和导轮等组成(见图36-7)。

机架通过导轮能沿卸车机门架两侧的轨道上下升降。

链斗的排列有两排料斗和四排料斗两种，目前的卸车机多为两排料斗。

链斗提升机的作业方式是从下端取料而从上端卸料。取料时，下端向前和向下运动，以保证料斗能够从料堆中很好地挖取物料。料斗装满物料的程度不仅取决于料斗埋入料堆的深度，而且还取决于与卸车机行走速度的密切配合。

链斗提升机的卸料可分为离心卸料、重力卸料和混合卸料等三种形式。

(1) 离心卸料：料斗的运动速度较高，通常在1～2m/s范围内，料斗内的物料都沿着料斗壁的外缘运动和抛出。一般适宜于卸流动性好的粉末状、粒状和小块物料。

(2) 重力卸料：料斗的运动速度通常在0.4～0.8m/s范围内，料斗内的物料主要在重力作用下沿着料斗的内壁运动而卸出。一般适宜于卸块度较大的物料。

(3) 混合卸料：料斗的运动速度通常在0.6～0.8m/s范围内，料斗内的部分物料沿着料斗外缘抛出，部分物料沿料斗内缘卸出。一般适宜于卸流动性不良的粉末状物料、小块或含水量较大的物料。

驱动装置由电动机通过三角皮带、减速器驱动链轮，从而使牵引链条带动料斗进行卸车作业，其组成情况如图36-8所示。

图36-8(a)所示为两排料斗的提升机集中驱动，图36-8(b)所示为两排料斗的提升机分别驱动，后者多用于驱动功率较大的场合。

拉紧装置的作用是使牵引链条具有足够的初张力，以保证提升机的正常工作，补偿链条、链轮磨损和受载后链条的伸长等。通常采用的螺杆式拉紧装置如图36-9所示，拉紧行程l一般取

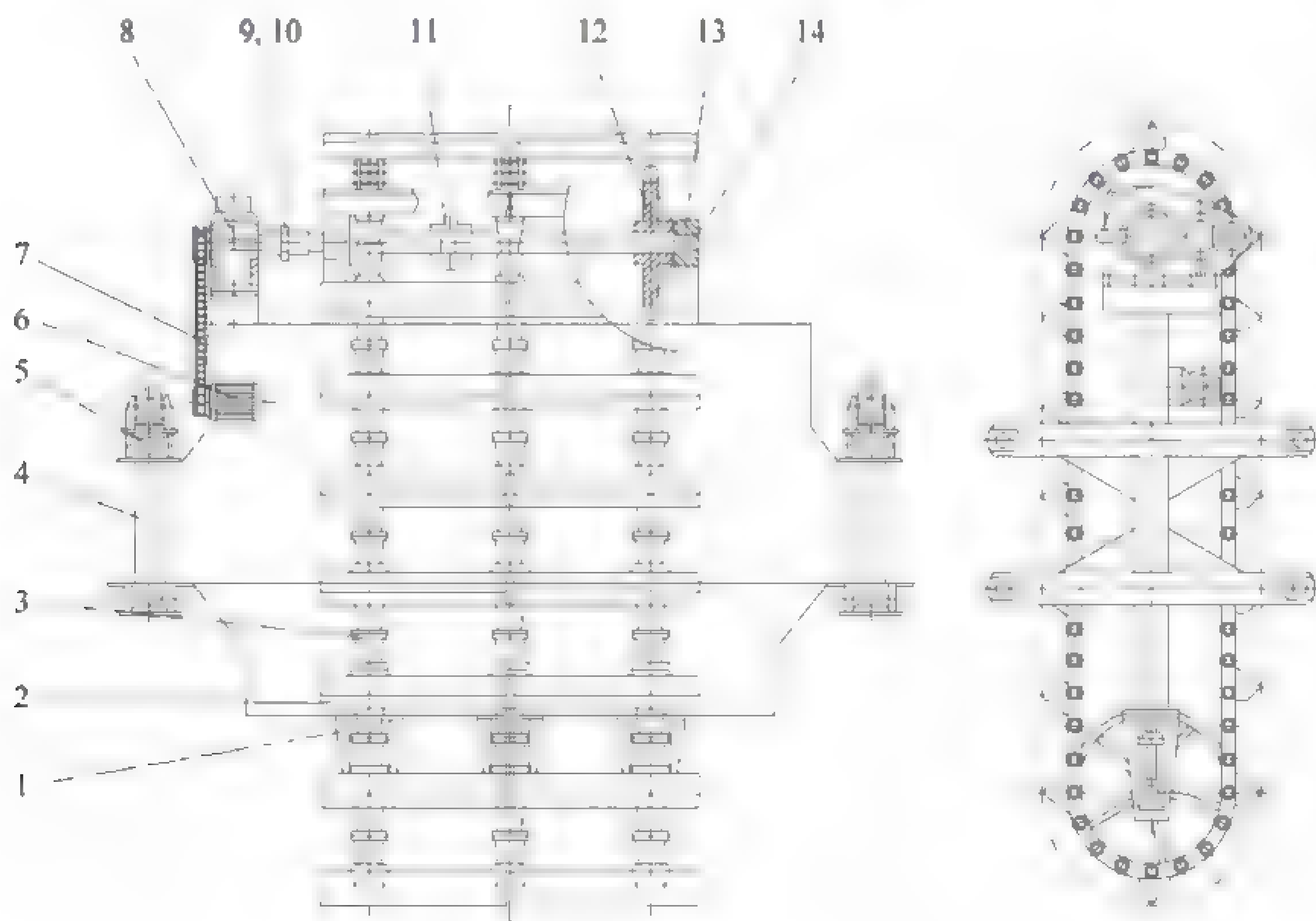


图36-7　链斗提升机结构

1—拉紧轮；2—料斗；3—链条；4—机架；5—导轮；6—电动机；7—三角皮带；8—减速器；9,11—联轴器；10—传动轴；12—驱动链轮；13—轴承座；14—轴承

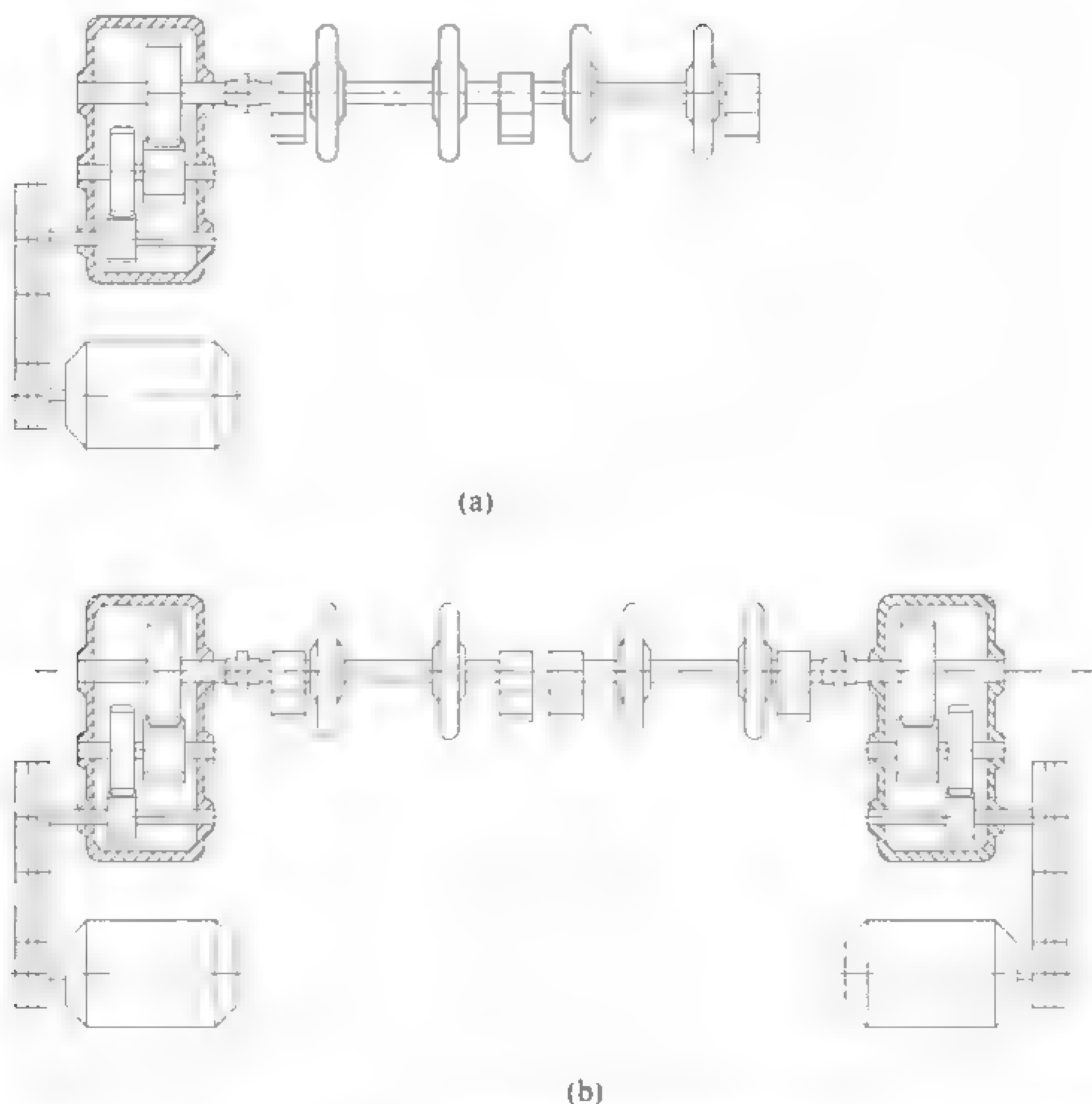


图 36-8　驱动装置的结构组成

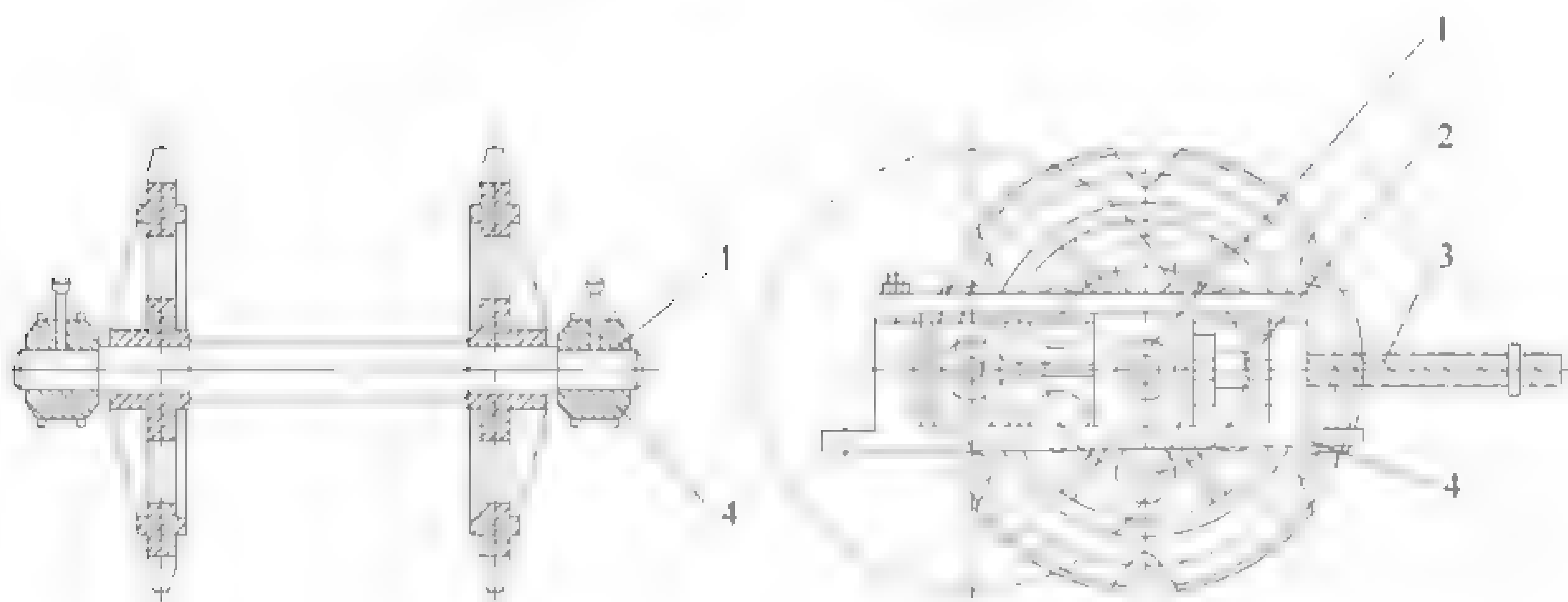


图 36-9　螺杆式拉紧装置
1—拉紧链轮轴承；2—螺母；3—螺杆；4—导轨

$$l = t + (50 \sim 100) \qquad (36\text{-}1)$$

式中：t——链条节距，mm。

2. 带式输送机

带式输送机承接链斗提升机料斗抛卸出来的物料，并向两边水平地运送到堆场上进行堆垛。主要由输送带、驱动装置、支承托辊、拉紧装置和机架等组成。

带式输送机通常都是可以正反向运转的，这样在中间装载就能向两边卸载，充分利用两边的堆场。有的在两端还装有溜板或可以移动，用以扩大堆料的范围。

带式输送机在卸车机上的安装主要有两种形式：

(1) 机架与卸车机的钢结构不固定，而是与链斗提升机一起升降，两者的相互位置保持不变。这对链斗提升机的卸载和带式输送机

的装载都是有利的，但结构比较复杂而且增加了升降机构的起重量。

(2) 固定在卸车机的钢结构上，头、尾部用拉杆拉住，结构简单轻巧，但对卸料不利，容易撒料和起扬尘。

3. 升降机构

升降机构用来调整链斗提升机的高度位置，使之有效地挖取物料和卸料。

升降机构由驱动装置驱动，通过钢丝绳缠绕系统来实现链斗提升机的升降动作。驱动装置由电动机、制动器、联轴器、减速器和卷筒等组成。钢丝绳卷绕系统由钢丝绳、导向滑轮、定滑轮和动滑轮等组成。定滑轮和导向滑轮装在钢结构上端纵梁上，动滑轮装在链斗提升机上。

4. 行走机构

链斗卸车机在作业时要求慢速移动使链斗提升机能充分地取料，在空车行走或清理车底时要求快速行走。因此行走机构有快慢两挡行走速度，低挡速度一般为2～5m/min，高挡速度一般为15～20m/min。实现调速的方法有机械调速与电气调速两种。

36.2.3 典型产品性能参数

典型链斗卸车机主要性能参数见表36-2和表36-3。

表36-2　典型链斗卸车机主要性能参数Ⅰ

类　别		平移外伸悬臂式				
规格型号		DDK69	DDK66	DDM66	HD型	D355SM
生产率/(t/h)		300	300～500	300～400	120	526 (C50型敞车7节)
排数		2	2	2	4	4×17
容积/(mm×mm×mm)			—	—	—	550×280×310
中心距/mm		5000	5000	4900	4020	4350
升降行程/mm		4000	4000	4000	4500	4500
离轨面最小净空/mm		1200	1200	1200	—	—
运行速度/(m/min)	带速	150	150	150	170	150
	输送机移动	2.5	—	—	2.5	7.5
	链斗	87.5	87.5	69	76	77.4
	俯仰	—	—	—	—	—
	升降	2.65	2.65	3.5	2.35	2.6
	小车工作	—	—	—	—	—
电动机型号及功率/kW	输送机	JO$_2$-71-6/17	JO$_2$-52-4/10	JO$_2$-52-4/10	JO$_2$-63-6/10	JO$_2$-51-4/7 (电动滚筒机)
	输送机移动	JO$_2$-41-6/3	—	—	JO$_2$-51-6/2.8	JTC501/0.6
	链斗	JO$_2$ 72 8/17×2 2×17kW	JZ51 8/11×2 2×11kW	YD130·100· 8050/2×13kW (电动滚筒)	JO$_2$ 82 6/28	JZR$_2$52 8/30
	俯仰	—	—	—	—	—
	升降	JZR$_2$41-8/11	JZR$_2$41-8/11	JZR$_2$31 8/7.1	JZ42 8/16	JZ 41-8/11
	小车	—	—	—	—	—
	大车	JZR22 6/ 2×7.5kW	JZ22 6 (JZ31 8)/ 4×7.5kW	JZR$_2$22 6/ 2×7.5kW	JZ22 6 (JZ31 8)/ 4×7.5kW	JZR$_2$22 6/ 2×5kW JZR$_2$12 6/ 2×3.5kW

续表

类　别	平移外伸悬臂式				
规格型号	DDK69	DDK66	DDM66	HD型	D355SM
轨距/mm	5000	5000	5000	5000	5000
基距/mm	—	5000	5000	5000	5500
最大轮压/kN	—	—	—	—	140
输送带宽度/mm	800	800	800	800	800
大车轨道型号/(kg/m)	38	38	38	>38	38～43
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	16464×6985×10854	16000×7210×10847	16000×7210×10847	15460×7020×11662	17000×7000×11720
质量(不包括电器)/t	35	32	30	37.92	36

表 36-3　典型链斗卸车机主要性能参数Ⅱ

类　别		平移外伸悬臂式		俯仰外伸悬臂式	跨内横移式
规格型号		首钢	—	10.5m 跨距(Lk)	22m 跨距(Lk)
生产率/(t/h)		200		550	550
排数		2	2	2	2
容积			43	43	43
中心距/mm		2840	5500	6500	4500
升降行程/mm		5000	—	2500	2700
离轨面最小净空/mm		—	1200	1035	1775
运行速度/(m/min)	输送带	120	240	150	150
	输送机移动	—	12		
	链斗	—	79.2	78	78
	俯仰	—	—	5.32	
	升降	4.5	4.56	3.22	3.33
	小车	—	—	5.45	4.7
	大车	5.18	2.74,19,5.358.47	2.4/17.2	2.42/16.5
电动机型号及功率/kW	输送机	—	$JO_2$61-8/7.5	JZ21-6/5	电动机滚筒/5.5
	输送机移动	—	—	—	—
	链斗	JO_2-81-6/30	$JO_2$62-4/17	JO_2-73-6/20	JO_2-73-6/20
	俯仰	—	—	—	—
	升降	JZR51-8/22	JZR241-8/11	JZ22-6/7.5	JZ22-6/7.5
	小车	—	—	JO_2-11-4/0.6	JO_2-21-6/0.8
轨距/mm		4515	5000	10500	22000
基距/mm		6000	6000	5550	5550
最大轮压/kN		～80	115	250	220
输送带宽度/mm		650	800	1000	—
大车轨道型号/(kg/m)		>38	43	43	43
外形尺寸(宽×高)/(mm×mm)		7000×10620		7240×9510	
质量/t		27.1	28	52.4	50

36.3　螺旋卸车机

36.3.1　概述

螺旋卸车机是接卸具有侧开门铁路敞车的专用机械。它由水平推料螺旋、螺旋传动机构、螺旋摆动机构、提升机构、行走机构和钢结构等组成。

工作时，螺旋卸车机开到车厢端部，打开敞车侧门，再逐步放下卸料螺旋，然后开动行走机构，使螺旋缓慢地从一端移至另一端，并随时调整好螺旋的高度，将车厢中的散货逐层从车厢两侧卸下。

当螺旋接近车厢底板时，可操纵螺旋摆动机构，使两个螺旋处于不同的位置，以便将车底板和端部的残留散货卸干净。

螺旋卸车机具有结构简单、效率较高、设备投资少等优点。一般生产率为300～400t/h；卸料螺旋直径多为800～900mm的三头螺旋，其转速约为100r/min，适合于卸松散和堆积密度不大的颗粒物料。

36.3.2　主要结构类型

螺旋卸车机根据支承结构形式不同可分为三种：桥式螺旋卸车机、门式螺旋卸车机和悬臂螺旋卸车机。

1. 桥式螺旋卸车机

桥式螺旋卸车机主要由大车行走机构、小车行走机构、桥架、螺旋传动机构、螺旋提升机构等组成，如图36-10所示。其大车行走机构在混凝土支柱架设的轨道上行走，主要用于库内或车间内的卸车作业。

2. 门式螺旋卸车机

门式螺旋卸车机主要由螺旋传动机构、螺旋提升机构、行走机构、门架等组成。有的可跨越单个或多个车厢，如图36-11所示；有的两边有倾斜带式输送机，可在平地料场进行卸车和堆料作业，如图36-12所示。

3. 悬臂式螺旋卸车机

悬臂式螺旋卸车机主要由螺旋传动机构、螺旋提升和移动机构、回转机构、行走机构、钢结构等组成。由于具有悬臂回转机构，使臂架可回转360°，因此可分别在两侧轨道上卸车，如图36-13所示。

36.3.3　卸料螺旋

1. 螺旋的构造

螺旋主要由轴和螺旋板组成。实体螺旋结构适用于卸较松散的颗粒物料；带式螺旋结构适用于卸块度较大的物料；片式螺旋结构适用于卸黏性较大的物料。

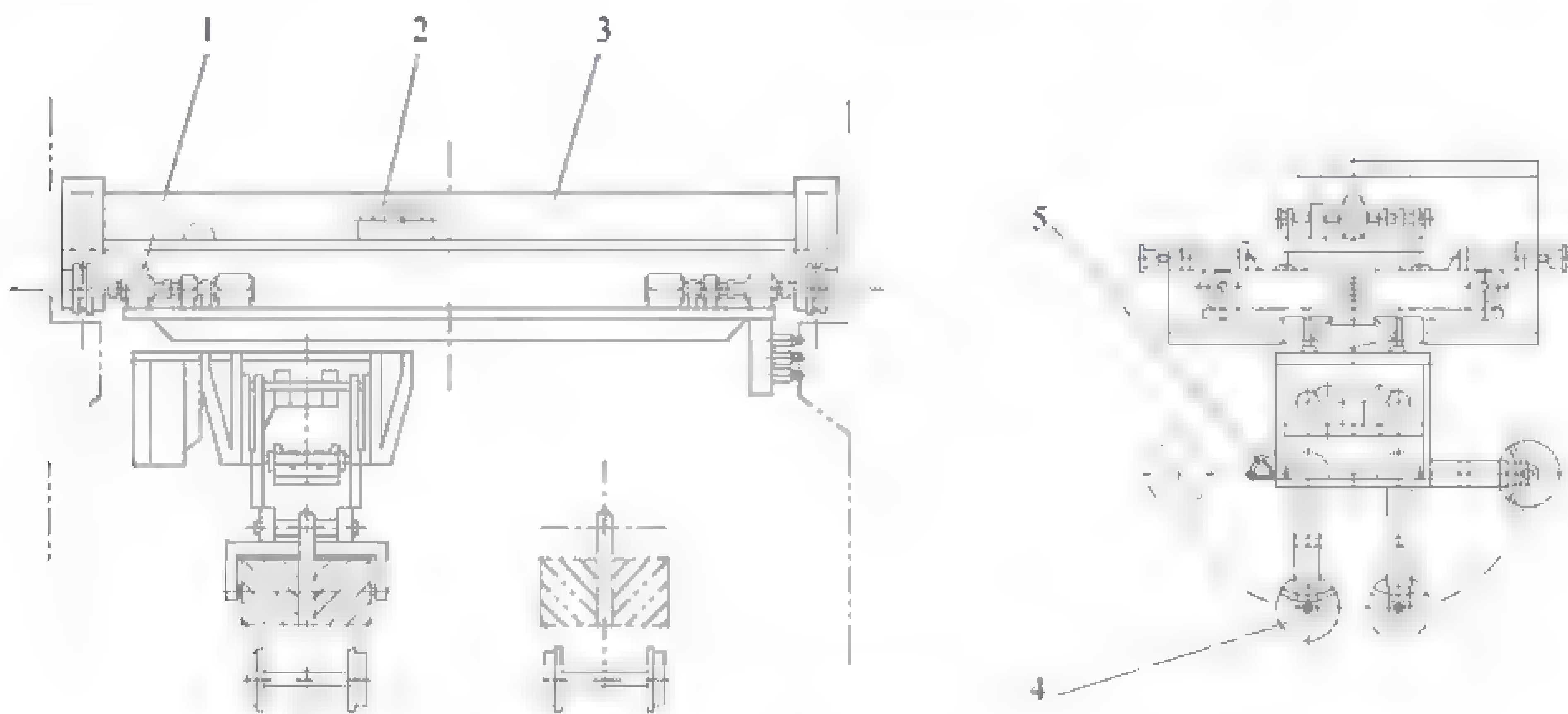


图36-10　桥式螺旋卸车机

1—大车行走机构；2—小车行走机构；3—桥架；4—螺旋传动机构；5—螺旋圆周提升机构

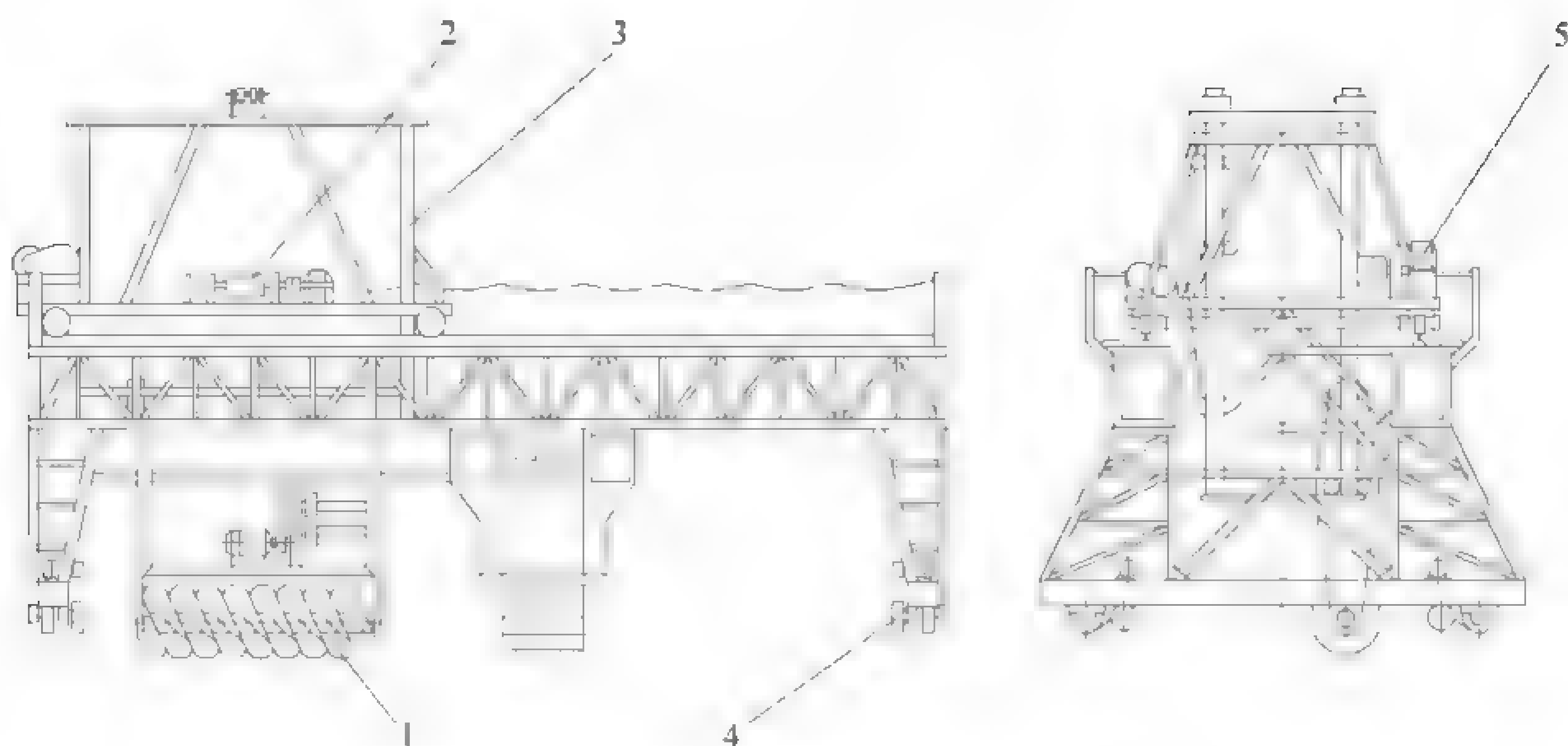


图 36-11　门式螺旋卸车机

1—螺旋传动机构；2—螺旋升降机构；3—小车；4—大车行走机构；5—小车行走机构

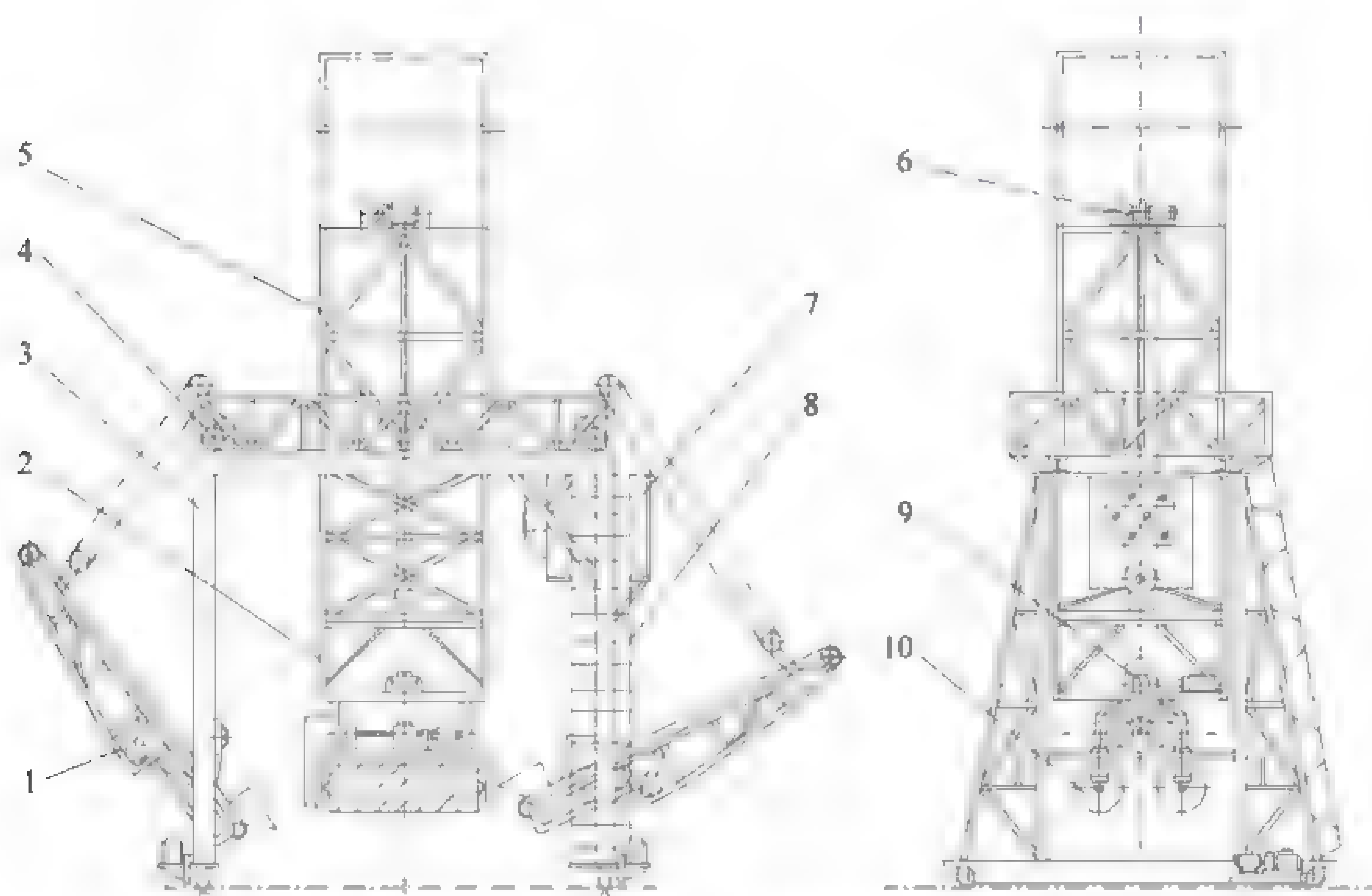


图 36-12　带倾斜带式输送机的螺旋卸车机

1—输送机；2—滑动架；3—门架；4—输送机俯仰机构；5—固定架；6—螺旋提升机构；7—操作室；8—扶梯；9—螺旋摆动机构；10—螺旋机构

2. 螺旋直径的确定

螺旋生产率初步计算时，可根据卸车机的生产率按下式确定螺旋直径(见图 36-14)：

$$D=0.28\sqrt{\frac{Q}{\phi\varphi n\rho}} \qquad (36\text{-}2)$$

式中：D——螺旋直径，m；

Q——生产率，t/h；

ϕ——物料的充填系数，一般对粉状物料取 0.25～0.4；对小块状物料，取 0.2～0.3；对大块状物料取 0.125～0.25；

φ——螺旋的螺距和直径的比值，一般可取 0.5～0.6；

n——螺旋转速，r/min；

ρ——物料的堆积密度，t/m^3。

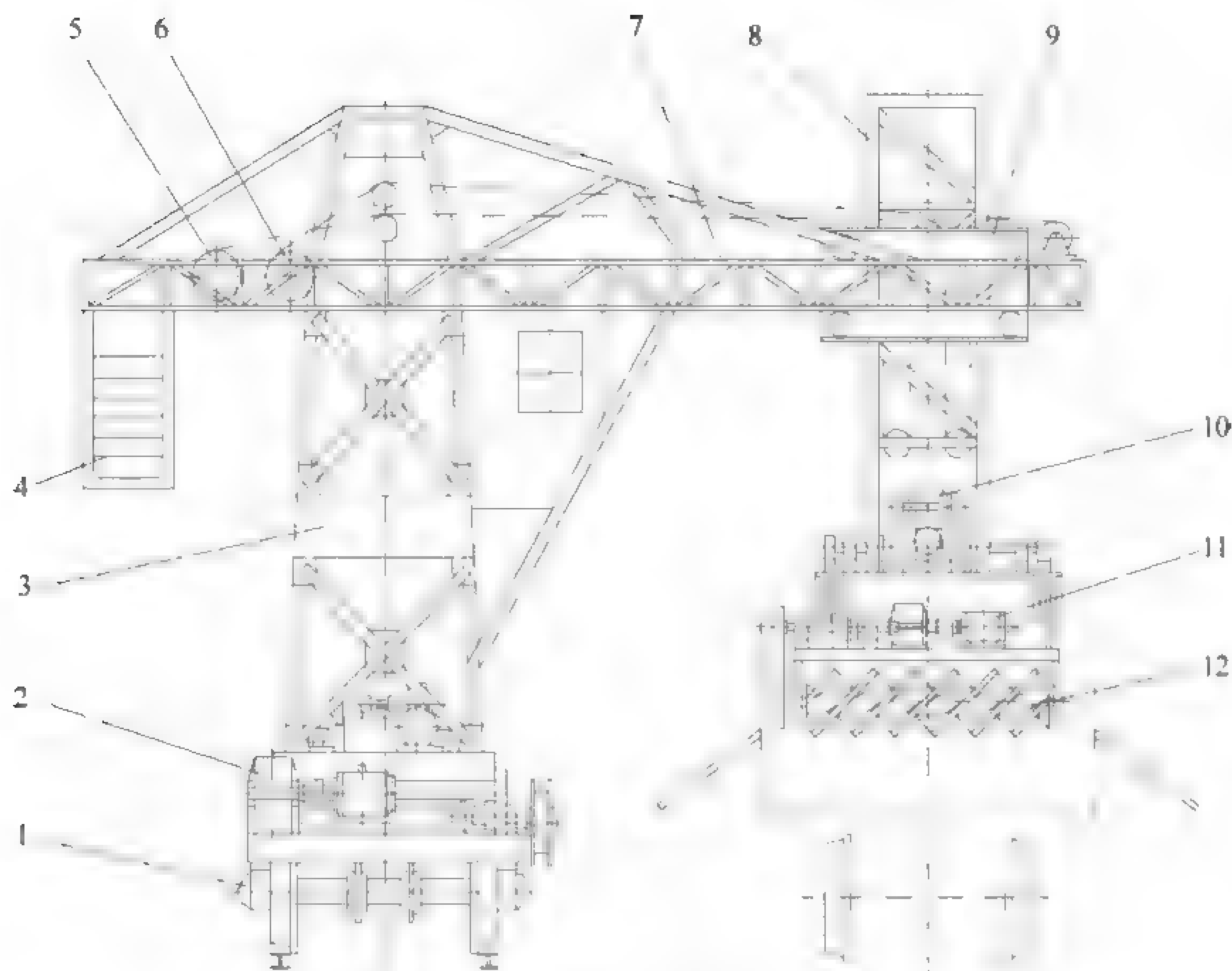


图 36-13　悬臂式螺旋卸车机

1—铁路平车；2—行走机构；3—回转架；4—平衡重；5—螺旋提升绞车；6—螺旋移动绞车；7—悬臂桁架；8—螺旋套架；9—螺旋移动小车；10—螺旋倾斜机构；11—螺旋机构；12—螺旋

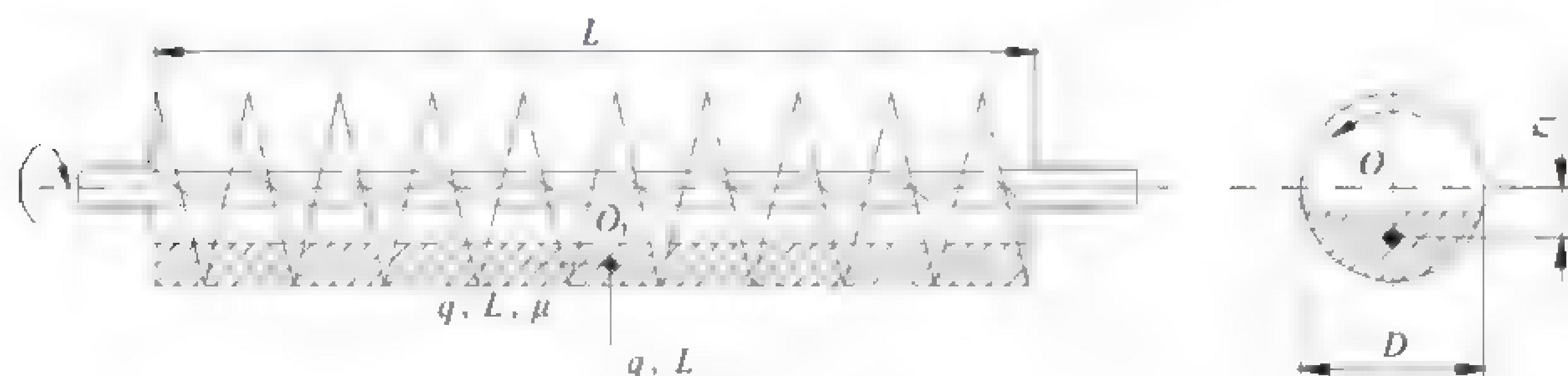


图 36-14　螺旋受力简图

3. 螺旋驱动功率的计算

螺旋旋转时，为克服各种阻力所应施加的总轴向力为

$$F = K_0 q\mu L \tag{36-3}$$

式中：F——总轴向力，N；

K_0——系数，可取 1.8～2.0；

μ——物料的摩擦系数；

L——螺旋输送长度，m；

为克服轴向力 F 需施加在螺旋上的转矩为

$$M = Fr_1 \tan(\lambda + \beta) \tag{36-4}$$

式中：M——作用在螺旋上的转矩，N·m；

r_1——由旋转轴线到合力 F 在螺旋上施力点间的距离，m；

λ——在螺旋上合力 F 施力点处的螺旋线的升角；

β——物料与螺旋面之间的摩擦角。

若

$$r_1 = kR = k\frac{D}{2}$$

式中：k——螺旋作用半径系数，k=0.7～0.9。

设

$$q = Q/0.36v$$

则

$$M=\frac{K_0kQ\mu L}{0.72v}D\tan(\lambda+\beta) \quad (36\text{-}5)$$

式中：v——螺旋输送速度，m/s。

$$P_1=\frac{K_0kQ\mu L}{367\eta_1} \quad (36\text{-}6)$$

式中：η_1——螺旋机构的效率，其值为

$$\eta_1=\frac{\tan\lambda}{\tan(\alpha+\beta)}$$

考虑轴承内的阻力和传动机构效率，所需要的电动机功率为

$$p=\frac{KP_1}{\eta_2\eta_3}=\frac{KQK_0k\mu L}{367\eta_1\eta_2\eta_3} \quad (36\text{-}7)$$

式中：p——电动机功率，kW；

K——功率备用系数，取1.2～1.4；

η_2——轴承处传动效率；

η_3——传动机构效率。

36.3.4 典型产品性能参数

典型螺旋卸车机性能参数见表36-4。

表36-4 典型螺旋卸车机的性能参数表

性能参数 \ 型号			带倾斜带式输送机的螺旋式卸车机	高架线路上的门式螺旋式卸车机	普通的门式螺旋式卸车机
带式输送机	带宽/m		0.8	—	—
	带速/(m/min)		200	—	—
	电动机	型号	$JO_2$63-4	—	—
		功率/kW	14	—	—
		转速/(r/min)	1460		
	减速机	速比	45		
输送机俯仰机构	俯仰速度/(m/min)		3		
	电动机	型号	$JO_2$42-4		
		功率/kW	2.8		
		转速/(r/min)	1430		
	减速器	形式	蜗轮减速器		
		速比	38		
螺旋工作机构	螺旋转速/(r/min)		108	100	70.1
	电动机	型号	$JO_2$73-4	$JO_2$63-4	$JO_2$73-4
		功率/kW	28	14	28
		转速/(r/min)	1460	1460	1460
	减速器	型号	PM-400	410立式	PM-400
		速比	12.64	14.6	20.53
	螺旋	直径/m	ϕ0.8	—	0.68
		头数	3	—	3
螺旋摆动机构	摆动角/(°)		左右各35	—	0～45
	电动机	型号	$JO_2$42-4	—	$JO_2$41-4
		功率/kW	2.8	—	2.8
		转速/(r/min)	1430	—	1440

36.3.5 技术标准与规范

螺旋卸车机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表36-5中的标准与规范。

表36-5 螺旋卸车机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范》

续表

序号	标 准 编 号	标 准 名 称
2	GB/T 13561.6　2006	《港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械》
3	JT/T 717　2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

36.4　翻车机

36.4.1　概述

翻车机是用来自动翻卸铁路敞车的整套机械装备，也叫铁路货车翻卸机。根据应用场合和使用要求的不同，翻车机系统由翻车机、重车调车机（定位车）、空车调车机、迁车台、夹轮器、安全止挡器等组成机械化卸车作业系统，主要用于翻卸各种铁路敞车运载的煤炭、矿石及其他散装物料。

翻车机的类型可按每次翻车节数不同分为单车翻车机、双车翻车机、三车翻车机和多车翻车机。单车翻车机和双车翻车机主要应用于煤炭、电厂、散货转运场站等货物通过量不大的场合，三车翻车机及多车翻车机大多数则应用于港口等规模化、专业化码头。翻车机按结构形式可分为侧倾式和转子式两种。

侧倾式翻车机结构由端环、拖车梁、平台组成。翻转中心位于车辆的侧上方，翻卸时车辆在提升中翻转，然后将散料卸到侧面的料斗里。其卸载点高，料斗大部分位于地面上，翻车机系统下部基础简单。作业过程为：活动平台靠车，重力压车机械锁紧，转子翻转采用液压驱动，压靠车时有冲击力，但基本能满足铁道部对车辆作用力要求。侧倾式翻车机的优点是端环有开口，允许调车机大臂进入翻车机本体，使车辆在任何环节都处于受控状态，系统安全性高，故障率较低。但其缺点也很多，主要是结构庞大，整机自重大，功率消耗大，冲击力较大，作业过程中对车辆会造成一定损伤。

转子式翻车机（见图36-15）由一个设置在若干组支承滚轮上的转子构成。当车辆被送入转子内的平台以后，通过压车机构压紧车辆，并和转子一同旋转，将散货卸到位于转子下方的漏斗里。由于转子式翻车机的重量较轻，功率消耗较小，生产效率较高，在港口应用广泛。

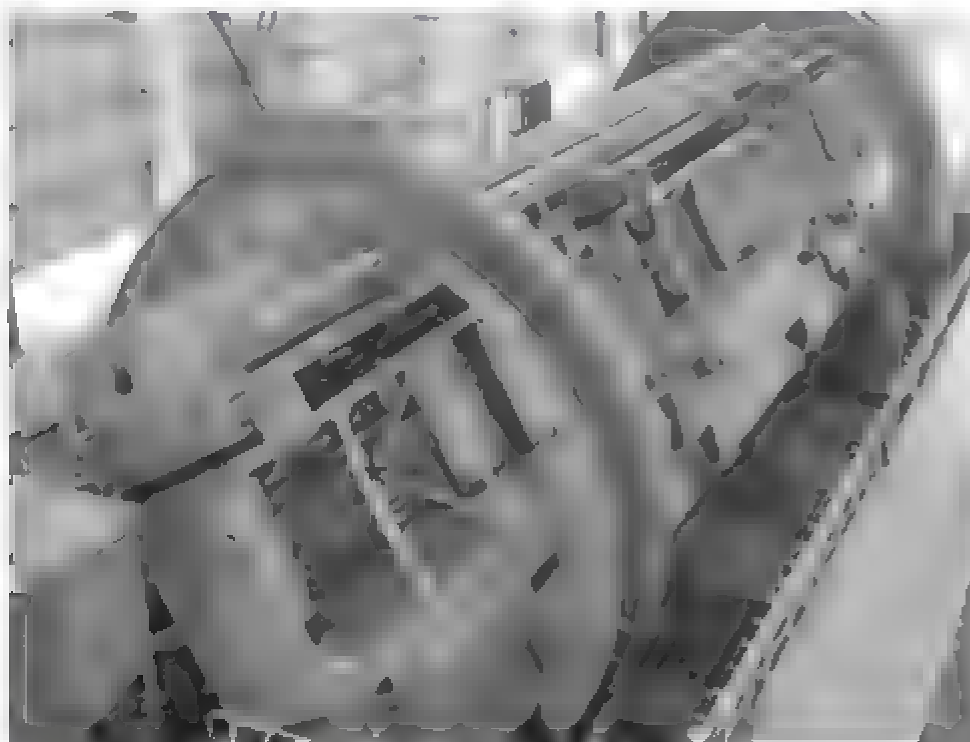


图36-15　转子式翻车机

转子式翻车机按端环端面结构不同又可分为O形翻车机（见图36-16）与C形翻车机（见图36-17）。

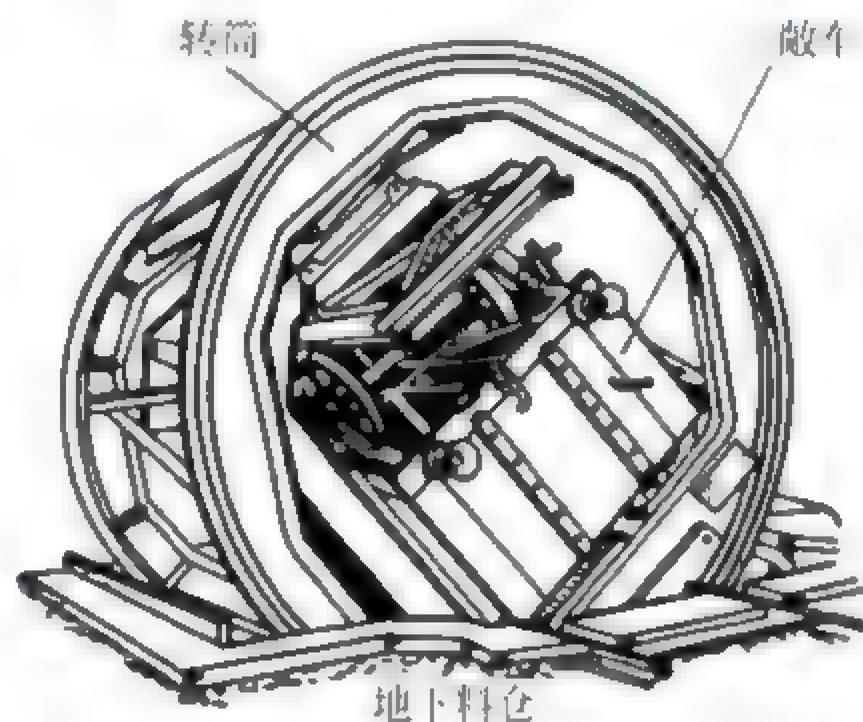


图36-16　O形转子式翻车机



图36-17　C形转子式翻车机

根据翻车机卸车系统的布置形式可以分为贯通式(见图 36-18)和折返式(见图 36-19)。贯通式布置形式系统配置为:翻车机、重车调车机(定位车)、夹轮器、安全止挡器等。贯通式布置形式具有调车设备环节少,铁路配线简单,卸车效率较高以及厂内调车作业方便等优点,但铁路配线狭长。由于卸车效率的不同,贯通式布置按辅机配置又可分为单调车机(定位车)贯通式布置和双调车机(定位车)贯通式布置。贯通式翻车机系统的轨道线路长度约是折返式布置形式的 2 倍。

折返式布置形式系统配置为:翻车机、重车调车机、迁车台、空车调车机、夹轮器、安全止挡器等。折返式布置尽管铁路配线复杂,多一套设备环节,卸车效率较低,但是由于其铁路站线较短,节约工程场地,故目前在电厂和钢厂应用较为广泛。

翻车机在煤炭、电力、港口、冶金以及化工、水泥等领域应用极为广泛,已成为国内外煤炭出口码头最为普遍的机械化卸车方式。在中国主要煤炭出口港口中,卸车设备均选用了翻车机卸车系统,各港口典型翻车机主要参数见表 36-6。

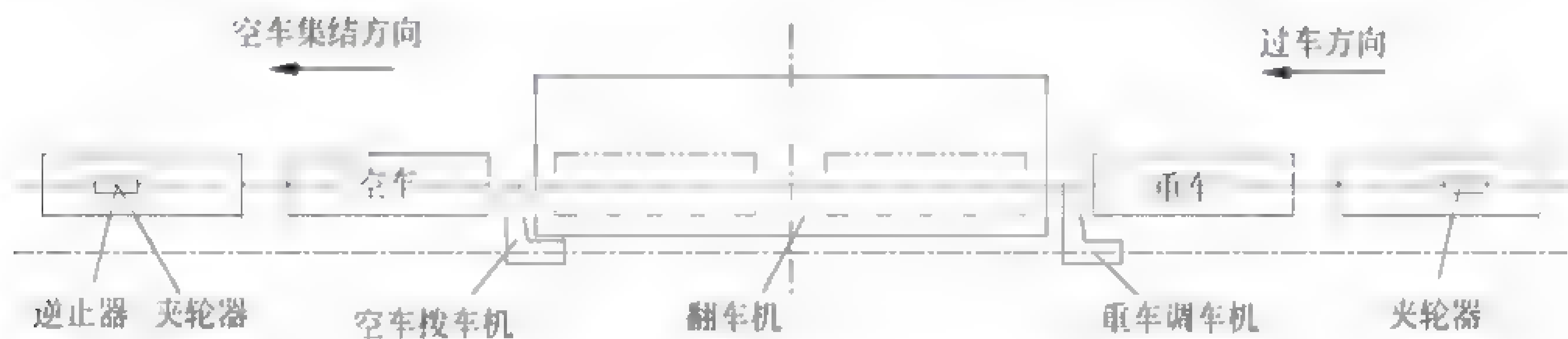


图 36-18 贯通式翻车机系统布置

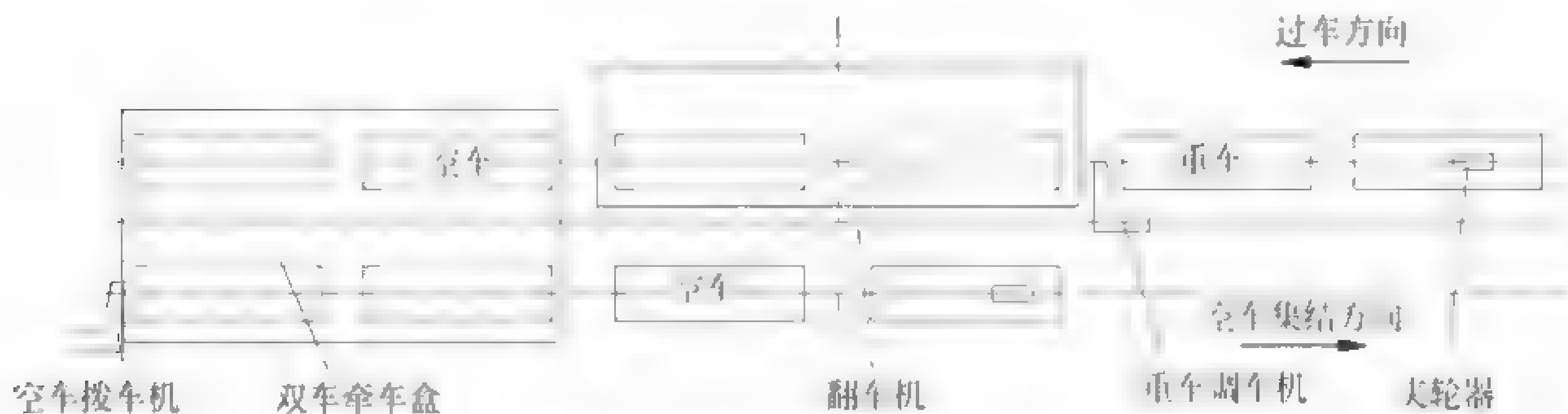


图 36-19 折返式翻车机系统布置

表 36-6 典型翻车机主要参数

港口名称	设计年卸车能力/万 t	台数	翻车机形式	每次翻卸车辆数	每小时翻卸次数	平台形式	靠车形式	压车器形式	投产年份
南京 37#码头	633	2	M2 型单车翻车机	1	20	连杆可动式	固定式	弹簧固定式	1963
秦皇岛煤码头一期	1000	3	KFJ-3 单车翻车机	1	24	连杆可动式	固定式	弹簧固定式	1982
秦皇岛煤码头二期	2000	2	C 形	2	30	滚轮可动式	固定式	重锤配重式	1985
日照煤炭码头	1500	2	C 形	2	30	滚轮可动式	固定式	重锤配重式	1986
秦皇岛煤码头三期	3000	2	O 形	3	27	固定式	液压式	液压弹簧	1989

续表

港口名称	设计年卸车能力/万 t	台数	翻车机形式	每次翻卸车辆数	每小时翻卸次数	平台形式	靠车形式	压车器形式	投产年份
秦皇岛煤码头四期	3000	2	O形	3	30	固定式	液压式	液压式	1997
秦皇岛煤码头五期	5000	3	O形	3	30	固定式	液压式	液压式	2006
黄骅港煤码头一期	3000	3	C形	2	33	固定式	液压式	液压式	2001
天津港南疆码头	2000	2	C形	2	32	固定式	液压式	液压式	2001
青岛港煤炭码头	2000	2	C形	2	30	固定式	液压式	液压式	1993
国投京唐港煤码头	3000	2	O形	3	30	固定式	液压式	液压式	2007
国投曹妃甸煤码头	5000	2	O形	4	27	固定式	液压式	液压式	2008

目前，翻车机的发展趋势是：设备能力高效化、大型化、自动化、环保化、通信网络化、设备选型多样化，广泛应用液压驱动系统、PLC控制和变频调速系统、以太网通信等先进技术，并不断适应铁路运输和车辆的发展。

36.4.2 典型翻车机结构与工作原理

以应用广泛的典型翻车机——双翻折返式翻车机系统为例作简要介绍。

双翻折返式翻车机典型工作流程为：机车顶送整列煤车进厂，将待卸煤车推送至重车调车机作业范围内，夹轮器夹住，机车摘钩离去，开始翻车作业。其作业程序简述如下：

(1) 重车调车机调车臂落下，后钩和煤车连挂，夹轮器松开；

(2) 重调机牵引煤车前进，当第1辆、第2辆煤车进入翻车机，第3辆煤车行至接近翻车机端环处时制动，夹轮器夹住第3辆煤车车轮；

(3) 人工将第3辆煤车和前面的第2辆煤车摘钩；

(4) 重调机牵引第1辆、第2辆煤车继续前进，至翻车机内翻卸位置时制动，脱钩；

(5) 重调机离开翻车机时，翻车机开始回转，翻卸煤车；

(6) 调车臂抬起，重调机返回，重复上述作业；

(7) 当牵引第3辆、第4辆煤车接近翻车机时减速，重调机前钩和翻车机内的空车挂钩后继续前进；

(8) 第3辆、第4辆煤车到翻卸位置时制动，后钩摘钩；

(9) 重调机推送空车离开后，翻车机回转，进行卸车；

(10) 重调机推送空车到迁车台上定位后摘钩，调车臂抬起，重调机返回，进行下2辆煤车的调车作业；

(11) 迁车台带着空车移至空车线，对位停稳后，空车调车机推出空车，越过单向止挡器停在空车线上；

(12) 空车调车机返回起始位置，迁车台返回翻车机出车端。

重复上述作业，直至整列煤车全部卸完。此时空车集结在空车线上，等待机车牵引出厂。

1. 翻车机本体

翻车机本体是系统的主要构成部分，图36 20所示为C形转子式翻车机主体，它

由C形端环、结构梁、压车机构、靠车机构、液压系统、传动装置和托辊装置等组成。当车辆进入翻车机定位后，压、靠车机构在液压缸驱动下将车辆从上面和侧面夹持住，在传动装置驱动下，整个转子部分连同车辆在托辊上旋转160°～165°，物料从车辆内翻卸出来进入料斗，经给料机进入带式输送机。

2. 重车调车机

它是系统中重要的部件，动作最多，对系统效率起着决定性影响，其功能是牵引整列车辆并将车辆送入翻车机内定位，然后将翻卸后的空车辆送入迁车平台。如图36-21所示，重车调车机由车体、牵车臂、行走轮装置、导向轮装置、传动装置、液压系统、齿条及导向轨道和滑缆供电装置等组成。早期重车调车机由钢丝绳卷扬驱动，但因维护工作量大等原因现已改进为齿条驱动。

3. 夹轮器布置

夹轮器布置在重车线上翻车机入口端，如图36-22所示。当第一节车与整列车解列后，重车调车机牵引单节车进入翻车机时，为防止整列车在铁路中因外力或铁路坡度的作用而自由溜行引发事故，设置了液压夹轮器起稳车作用。夹轮板在液压缸作用下打开或夹紧，夹紧时夹轮板从侧面夹持住车辆前轮对，打开时车辆可通行。

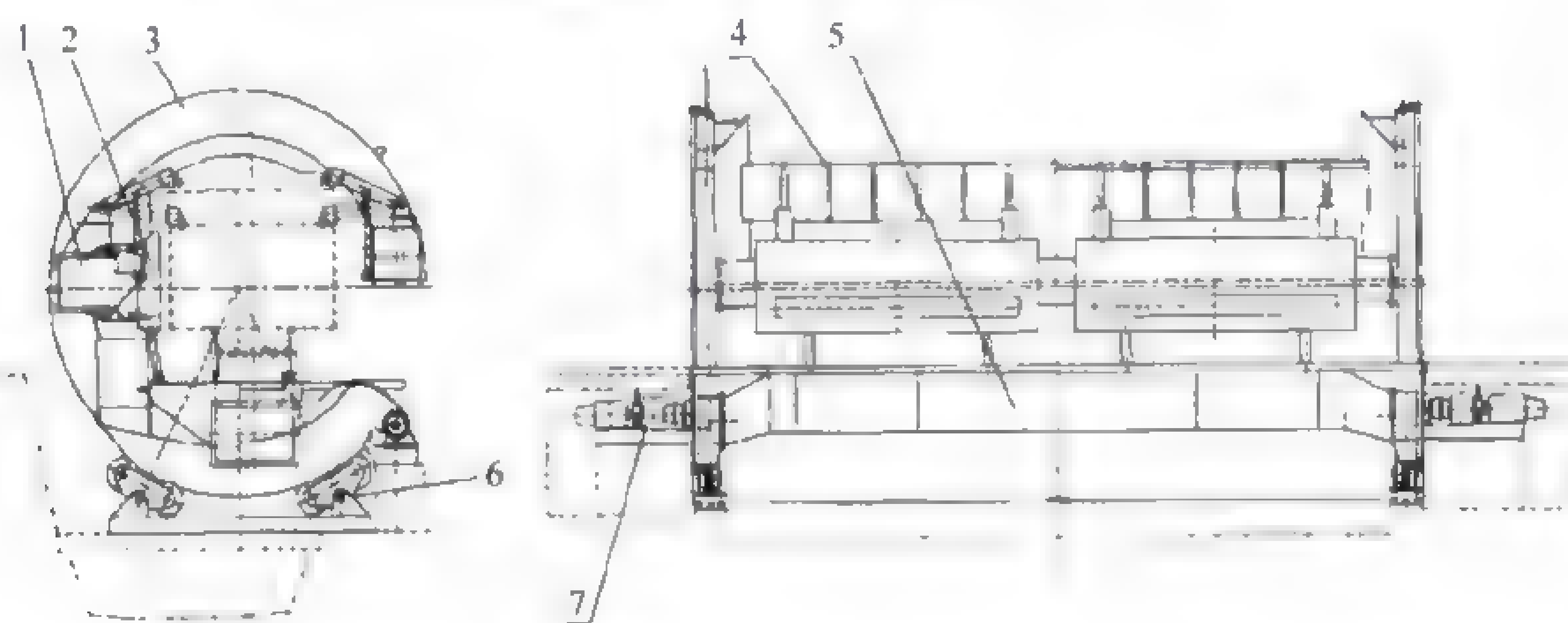


图36-20 C形转子式翻车机主体
1—靠车梁；2—靠板装置；3—端环；4—压车梁；5—托车梁；6—托辊装置；7—传动装置

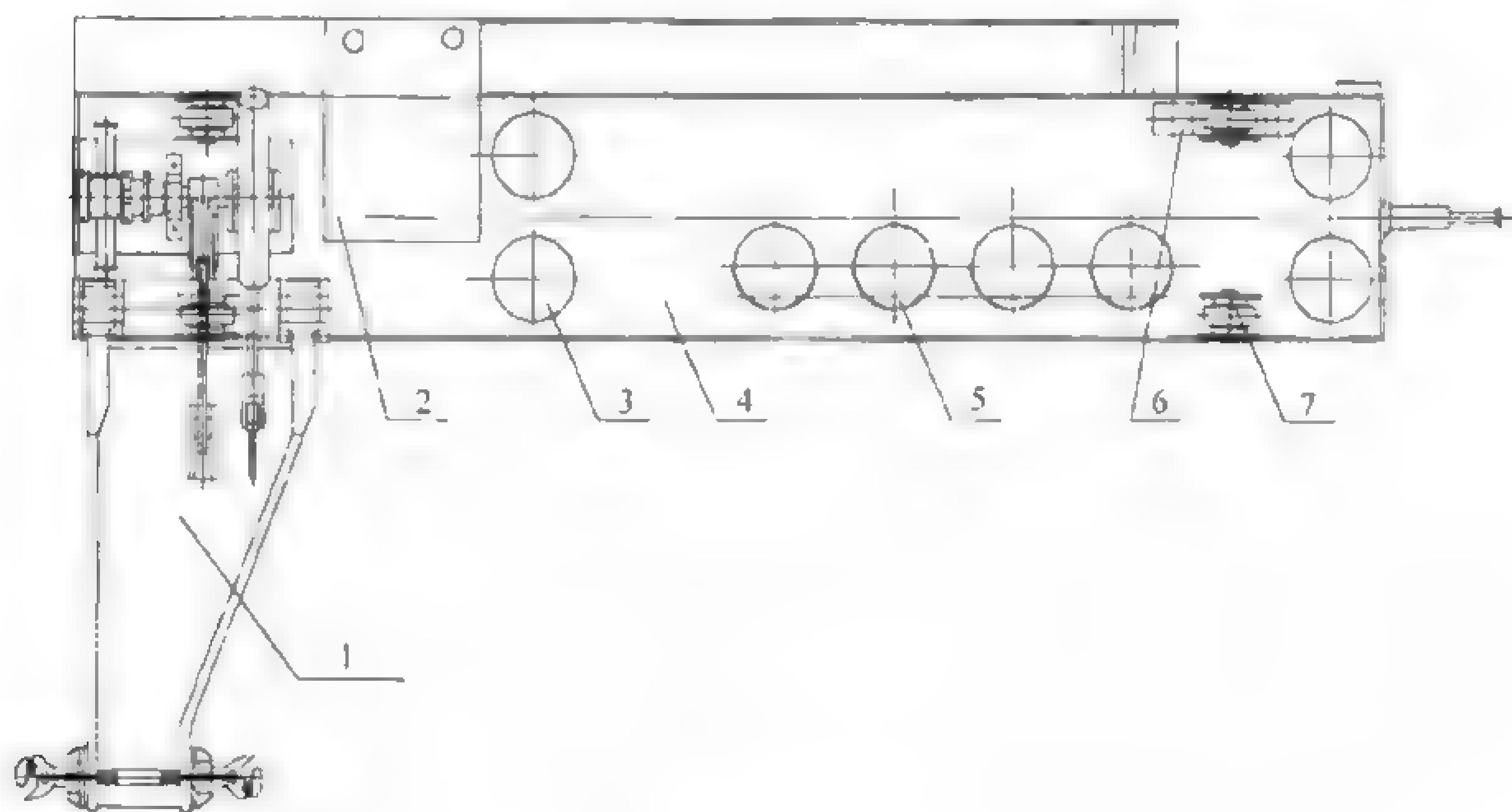


图36-21 重车调车机
1—调车臂；2—液压站；3—导向轮；4—车体；5—传动装置；6—弹性行走轮；7—刚性轮

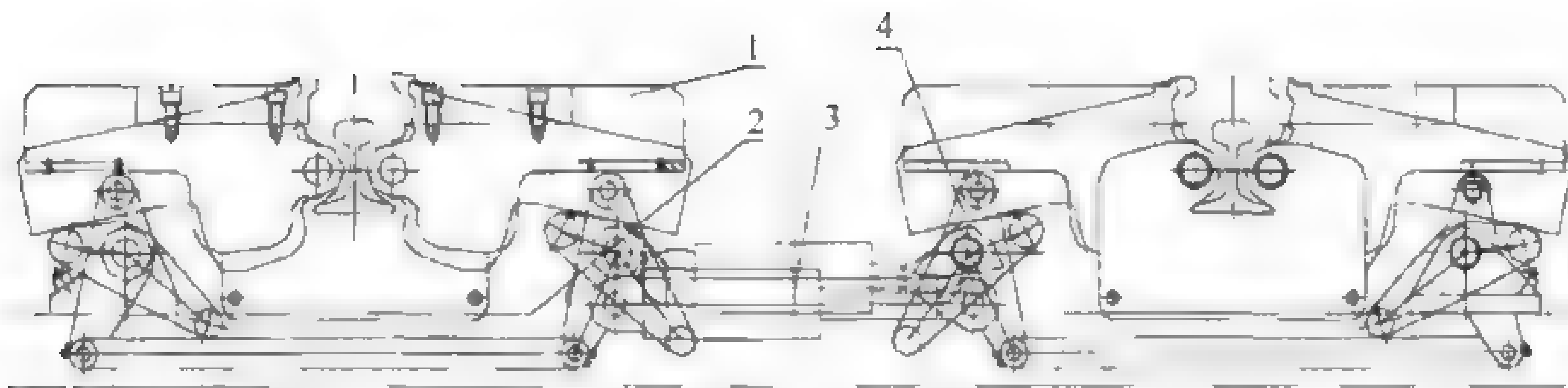


图 36-22 夹轮器

1—夹轮板；2—夹钳装置；3—液压系统；4—曲拐装置

4. 迁车平台

迁车平台用于折返式系统中。当重车调车机前钩将空车辆送入迁车平台后，平台上胀轮装置夹住车辆前轮对，对位插销拨出，迁车平台载着空车平行移动至空车线对位，然后插销定位，胀轮器松开，空车调车机推送空车进入空车线。

5. 空车调车机

该设备原理与重车调车机相同，但更为简单。其推车臂为固定式，不用起升和下落。它布置于空车线外侧，用于将空车推出迁车平台并在空车线上集结。空车调车机的另一种形式是空车推车机，布置在迁车平台的末端。

其他翻车机系统的辅助设备主要包括卸料系统、摘钩平台、喷水抑尘装置、振动煤箆子、静态电子秤、安全止挡等，可根据用户的要求选用。

36.4.3 翻车机设备选型

翻车机系统的选型不单是对设备本身进行选型，翻车机系统的选型需要综合考虑以下因素的影响：接卸能力因素、接卸场地因素、接卸车辆因素、码头前沿装船设备能力、项目投资因素等。

1. 端环形式

端环形式主要取决于车型的车钩。根据车钩的不同形式，端环形式分为C形端环和O形端环。

(1) C形端环

到港车辆为非旋转车钩(F13/F14 号钩)时，翻车机的端环选用C形。该种形式的翻车机主要为满足非旋转钩的敞车卸车作业，如目前运营的C61、C62、C64 等车型，但也能翻卸C63、C80 等旋转车钩车型。该翻车机配合1台定位车和1台推车机，形成翻车机卸车系统。采用C形端环的翻车机同推车机配合作业，可以保证推车机大臂带车穿过翻车机。

卸车系统的作业过程为：机车从编组站将运煤列车牵引至翻车机前，定位车将重车牵引至定位点，人工摘钩，然后定位车返回准备下一个循环；推车机同在定位点的车辆连挂，牵引重车入翻车机并将翻车机内的空车推出，推车机离开后，翻车机翻卸作业。如此循环，直到一列车翻卸完毕。由于需要人工摘钩，卸车效率较慢。

(2) O形端环

到港车辆为旋转车钩(F16/F17 号钩)时，翻车机的端环选用O形。该种形式的翻车机主要为满足旋转钩的敞车卸车作业，如目前运营的C63、C80 等车型。该翻车机配备一台定位车，形成翻车机卸车系统。

此时的卸车系统的作业过程为：机车从编组站将运煤列车牵引至翻车机前，定位车臂在列车第1辆车后车钩处落下，定位车推着位于前面的机车及第1辆车并且同时牵引着后面的列车，将第一组车辆的3辆车的第一节定位于翻车机进口处；此时位于列车第1辆车前面的机车处于翻车机内，同时定位车退回，退回距离为一组车辆的长度，并在第二组车辆的后车钩处落下定位车臂；其后，定位车再次前推后牵着列车，在将翻车机O形转子内机车推出翻车机的同时，将第一组车辆定位于翻车机内，然后定位车抬臂，翻车机开始进入翻卸作业环节。定位车再次回退一组车辆长度的过程中，

翻车机将其内车辆翻卸空。此后定位车按照"回退一组车辆的长度,前推后牵着列车,在将翻车机内一组车辆推出翻车机的同时,将另一组车辆定位于翻车机内"的规律反复运行,直到将车辆全部送入翻车机。

采用这种作业方式的翻车机由于不需要摘钩作业,可节约大量的时间,进而大大地提高了卸车效率。

因此翻车机本体结构形式的选型需要对车辆因素进行考虑,O形端环只能接卸不摘钩车辆,而C形端环翻车机既可以接卸摘钩车辆,也可以接卸非摘钩车辆。

2. 总体布置形式

随着翻车机系统的发展,总体布置形式主要分为贯通式和折返式两种。

贯通式布置形式的系统配置为:翻车机、重车调车机、夹轮器、安全止挡器等。贯通式布置形式具有调车设备环节少,铁路配线简单,卸车效率较高以及厂内调车作业方便等优点,但铁路配线狭长(如整列为100节车皮的线路需约1200m的铁路线)。根据卸车效率的要求不同,贯通式布置按辅机配置又可分为单调车机贯通式布置和双调车机贯通式布置。贯通式翻车机系统的轨道线路长度约是折返式布置形式的2倍。双翻贯通式翻车机的效率可以到达33次/h,三翻贯通式翻车机的效率可以达到30次/h。

折返式布置形式的系统配置为:翻车机、重车调车机、迁车台、空车调车机、夹轮器、安全止挡器等。折返式布置尽管铁路配线复杂,多一套设备环节,卸车效率较低,但由于其铁路站线较短,对于项目整体场地要求低,投资较低。双翻折返式翻车机的翻卸效率可达到26次/h。

3. 翻卸效率

翻车机系统综合卸车效率是一个非常重要的参数,它全面体现了该系统的技术性能、质量、可靠性及系统工艺布置的综合水平。综合卸车效率是指翻车机系统在1小时内翻卸的车辆数,从而得到系统的货物通过能力。但是对于卸车效率影响最大的因素是翻车机一次翻卸车辆数量,因此在系统货物通过能力确定的基础上,需要选择适当的翻卸车辆数量。因此对于翻车机系统的选型需要综合考虑各种因素。

36.4.4 国内外翻车机主要技术参数

国内外主要翻车机制造商及其设备主要技术参数见表36-7与表36-8。

表36-7 国外翻车机主要技术参数

	单车翻车机				双车翻车机	三车翻车机
形式	M2型	侧倾式	月牙形	C形	C形或月牙形	O形
传动	钢丝绳	齿轮齿条	齿轮齿条	齿轮齿条	齿轮齿条	齿轮齿条
压车	钢丝绳	机械驱动	液压	液压	液压	液压
靠车	活动平台	活动平台	液压	液压	液压	液压
支承形式	两支承或三支承	两支承	两支承	两支承	两支承或四支承	两支承
翻卸重量/t	100	100	100~125	100	2×100	3×100
驱动功率/kW	2×75	2×110	2×132	1×75	2×100	2×150
回转角度/(°)	175	160	160	175	175	175
最大翻卸能力/(t/h)	1200	1800	1800	1800	3600	5600
损车率	大	中	小	小	小	小
制造商	苏联	英国S&H 意大利	英国S&H	法国ALSTON	英国S&H 德国克虏伯	美国DRAVO Wellman 英国S&H

表 36-8 国内翻车机主要技术参数

设备类型	O形转子翻车机	侧倾式翻车机	C形转子翻车机	双车/三车/四车翻车机
卸车能力/(节/h)	15～20	20～25	35～30	2(3/4)×30
调速方式	不调速	初步应用	调速	调速
控制水平	继电器	开始使用 PLC	PLC 控制	PLC 控制
压车方式	钢丝绳或四连杆	配重棘轮机械锁紧	液压压车，独立锁闭	液压压车，独立锁闭
维护量	很大	较大	较小	较小
空车推送	溜放	机车	机车	机车
自动化水平	手动	个别自动	自动	自动
适用性	贯通式卸车系统	料仓口高，适于不便挖基础的场合	贯通、折返均可	贯通式卸车，通过量大

36.4.5 技术标准与规范

翻车机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表 36-9 中的标准与规范。

表 36-9 翻车机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 7015—2010	《回转式翻车机》
2	JT/T	《港口翻车机系统修理技术规范》(在编)
3	GB/T 10595—2009	《带式输送机》
4	JB/T 8849—2005	《移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范》
5	GB/T 13561.6—2006	《港口连续装卸设备安全规程 第6部分：连续装卸机械》
6	JT/T 717—2008	《港口连续装卸机械修理技术规范》

36.5 螺旋平料机

36.5.1 概述

螺旋平料机是对车厢内煤炭、矿石等散货物料顶面进行平整作业的专用机械设备，是近年来为取代人工平料作业而研制的一种新型机械设备，因其具有平料效果好、效率高、节省人力、安全可靠等特点，应用前景广阔。

螺旋平料机由螺旋推料机构、升降机构、行走机构、机架结构、支承门架、电气控制系统及安全保护装置等组成。

螺旋推料机构是螺旋平料机平料作业的主要工作机构，其结构如图 36-23 所示。主要由两组螺旋方向相反的螺旋输送机以及设置在螺旋输送机侧面的刮板组成。两组螺旋输送机沿车厢宽度方向首尾相接并排成"一"字形，每组螺旋输送机均可单独动作，亦可联合动作。工作时螺旋叶片插入料堆内一定深度，根据尖角形料堆在车厢宽度方向断面的形状和位置情况，通过两段螺旋的正正、正反、反正或反反旋转组合运动，驱使物料沿螺旋轴向单向或双向移动，使物料沿车厢宽度方向从高处向低处流动，实现沿车厢宽度方向的平整作业；设置在螺旋输送机侧面的刮板，其长度方向平行于螺旋输送机螺旋轴的轴向，当螺旋平料机沿车厢长度方向运行时，刮板对车厢内尖角形料堆的物料沿车厢长度方向进行双向推移，推动物料从高处向低处流动，实现沿车厢长度方向的平整作业。螺旋通常采用单头或双头。

升降机构由升降立柱、升降驱动装置组成。升降立柱为矩形或圆形断面，应具有足够的强度和刚度，以满足纵向推料的需要。升降

驱动装置可采用减速电机驱动和齿轮齿条传动或液压驱动，驱使升降立柱沿竖直方向上下运动，并能驱使平料螺旋插入料堆一定深度。螺旋平料小车进行平料作业时，升降机构携带螺旋推料机构沿竖直方向上下运动，使螺旋推料机构能适应不同的料堆高度进行平料作业。当完成一节车厢的平料后，升降机构驱动螺旋推料机构上升至最高位置以跨过车厢头部或尾部车帮进入下一节车厢作业。

行走机构主要由车轮组、行走驱动装置组成。行走驱动阻力主要包括摩擦阻力和推料阻力。

36.5.2 主要结构类型

螺旋平料机根据支承结构形式不同可分为高架轨行式、地面轨行式、高架固定式、车帮行走式等4种。

1. 高架轨行式

高架轨行式平料机结构如图36-24所示，主要由螺旋平料小车、支承门架、电气控制系统、安全保护装置及喷淋装置等组成。采用类似车间天车的作业方式，螺旋平料小车在由支承门架支承的高空轨道上行走，从车厢上方进行高效率的平料作业。该形式的平料机适用于装料点固定、牵车铁牛或列车头牵引列车依次通过装料点进行装料的场合。平料机依次对通过其下方的装好物料的车厢进行平料作业，平料过程中列车可以为静止状态或移动状态。

螺旋平料小车基本结构包括螺旋推料机构、升降机构、行走机构和机架结构等。

2. 地面轨行式

地面轨行式平料机结构如图36-25所示，主要由螺旋推料机构、升降机构、悬臂梁、横移机构、门架结构、大车行走机构、电气控制系统等组成。螺旋推料机构结构形式和功能与高架轨行式相同。平料机通过大车行走机构沿地面固定轨道移动，依次对装好物料的车厢进行

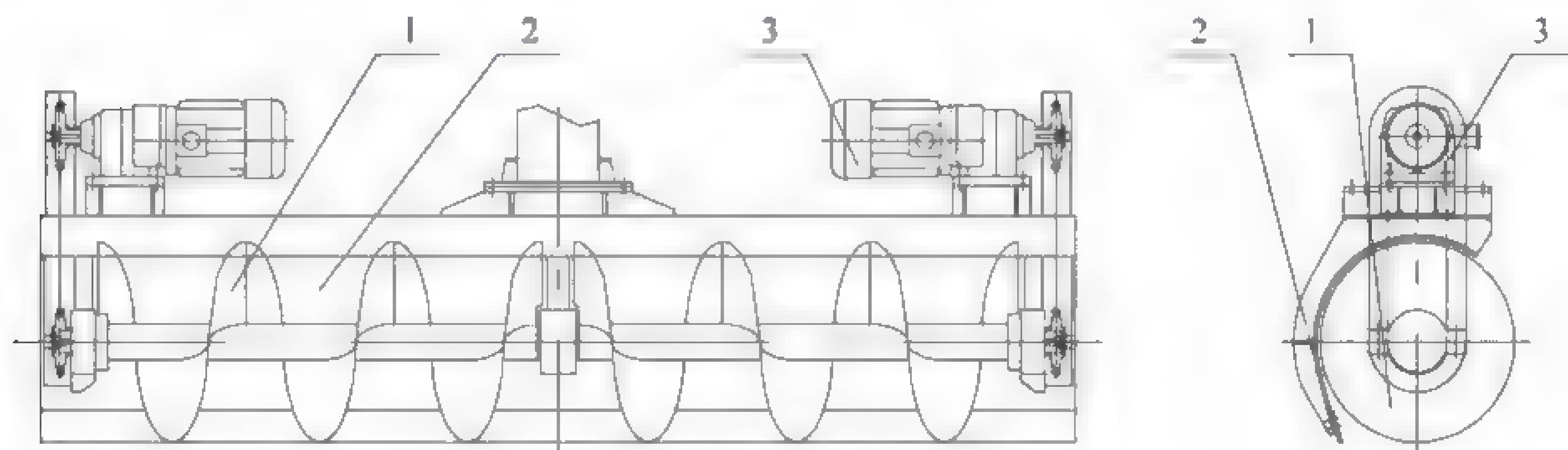


图36-23 螺旋推料机构
1—螺旋叶片；2—刮板；3—减速电机

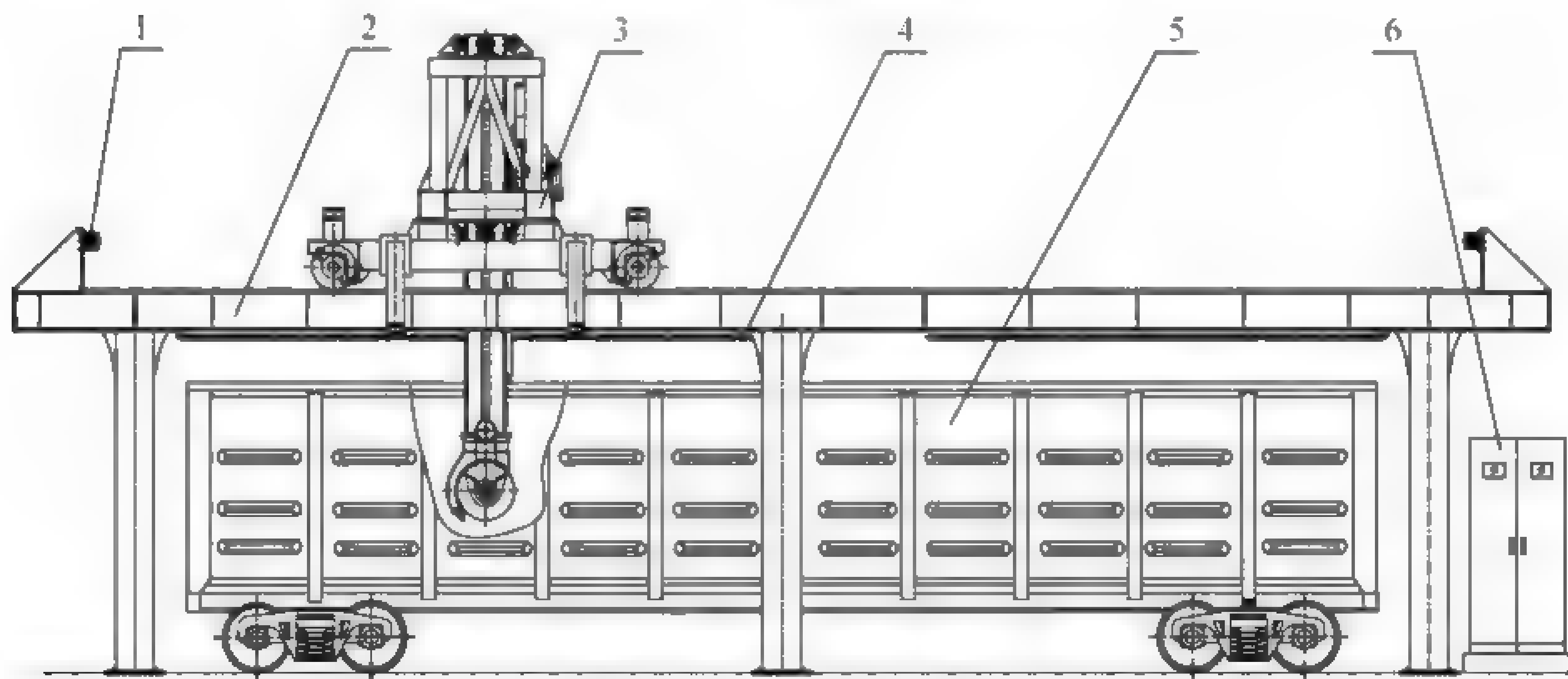


图36-24 高架轨行式平料机结构
1—安全保护装置；2—支承门架；3—螺旋平料小车；4—喷淋装置；5—列车；6—电气控制系统

平料作业。螺旋推料机构设置在悬臂梁的端部，横移机构驱使螺旋推料机构垂直列车轨道方向移动，可实现对并行多列列车的平料作业。该形式的平料机适用于列车静止、采用轨道式装车机或装载机沿列车长度方向移动装料的场合。

3. 高架固定式

高架固定式螺旋平料机结构如图36-26所示，主要由螺旋推料机构、升降机构、门架、电气控制系统、安全保护装置等组成。其结构与高架轨行式基本相同，只是螺旋推料机构悬挂在门架上，无行走机构。该形式平料机的平料点固定，需牵车铁牛或者列车头牵引列车车厢依次通过平料点进行平料作业。该形式平料机结构简单，较适合用于车厢满载轻质物料且规律装料的场合，否则需要列车来回移动，以达到较理想的平料效果。

4. 车帮行走式

车帮行走式平料机结构如图36 27所示，主要由螺旋推料机构、升降机构、行走机构、防偏机构、机架结构、动力装置、电控系统、安全保护装置等部分组成。采用自带动力装置供电，以车厢车帮上表面为轨道，在列车车厢上沿车厢长度方向上行走，对车厢内散粒物料进行平料作业，可完成一定高度差和宽度间隔的车厢间跨厢动作，实现对整列列车的平整。该形式的平料机特别适用于列车静止、采用装载机移动装料的场合。平料机采用八轮全驱动的行走机构，使平料机能自行快速地完成有一定高度差和宽度间隔的跨厢运动。

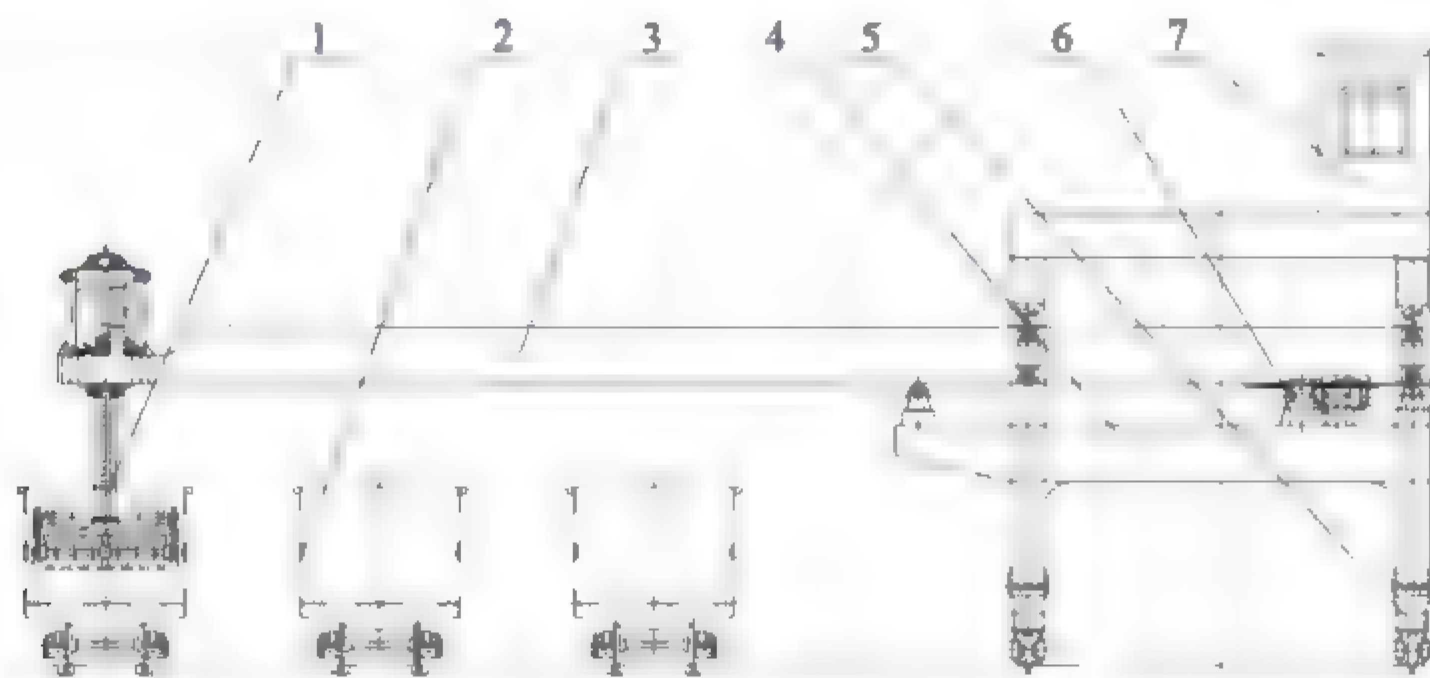


图36-25　地面轨行式平料机结构

1—螺旋推料机构；2—列车车厢；3—悬臂梁；4—门架结构；5—大车行走机构；6—横移机构；7—电气控制系统

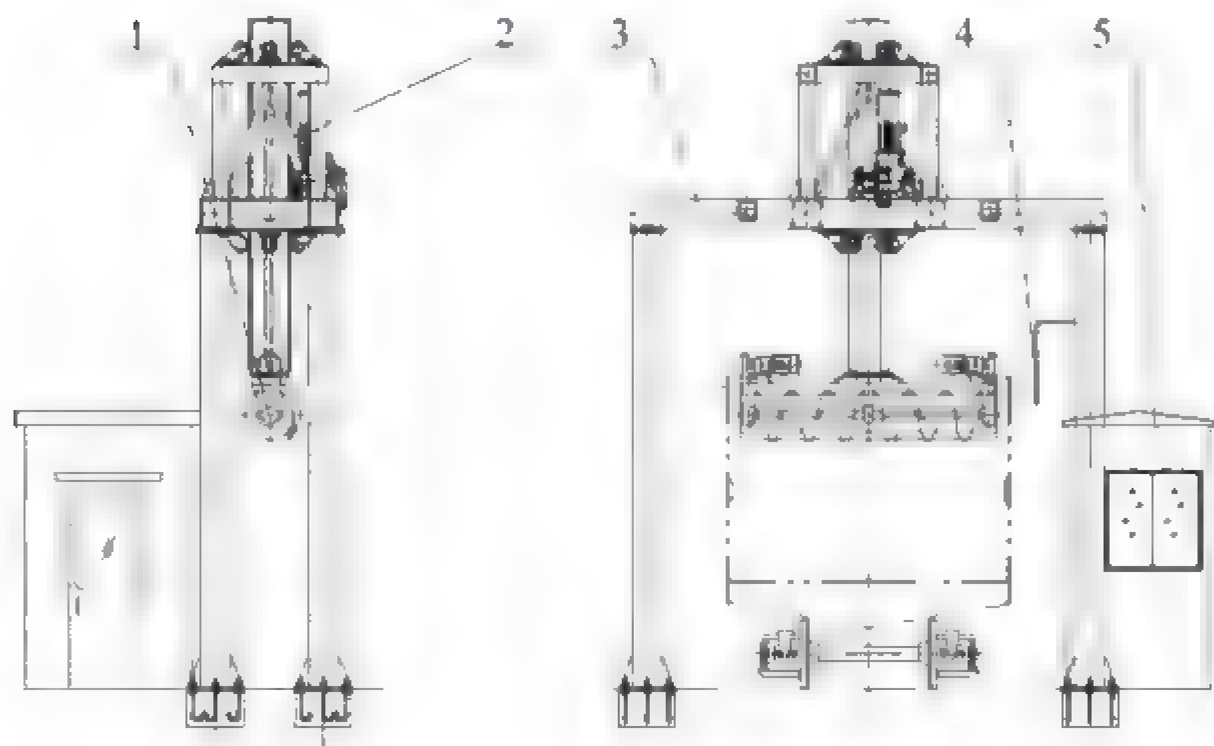


图36-26　高架固定式平料机结构

1—螺旋推料机构；2—升降机构；3—门架；4—电气控制系统；5—安全保护装置

相对于上述几种形式的螺旋平料机，车帮行走式平料机对装车工况及场地的适应能力更强，但受车帮状况及承载能力的限制，且平料机行走速度不宜过高，沿车厢长度方向的推料能力偏小，因此效率偏低。

36.5.3 平料工艺流程

散粒物料装载完成后，在沿车厢长度方向上，料堆高度往往不一致，呈高低波浪形分布，如图 36-28 所示。同时，在车厢宽度方向上，如图 36-29 所示，车厢内的料堆可能呈现的状态有两种：图(a)所示为在车厢宽度方向料堆基本处于车厢中心；图(b)所示为在车厢宽度方向料堆偏离车厢中心，靠近车厢边缘一侧。因此，螺旋平料机一般须同时进行沿车厢长度与宽度两个方向的平料作业。

在车厢起端，螺旋平料机升降机构放下螺旋推料机构直至螺旋叶片插入料堆一定深度，启动螺旋推料机构电机，两螺旋开始旋转。此时，如果在车厢宽度方向上料堆基本处于车厢中心，则两螺旋均开始正向旋转，螺旋叶片驱使物料从车厢中间向两侧推移；如果料堆偏离车厢中心，则两螺旋一个螺旋开始正向旋转，而另一个螺旋开始反向旋转，使料堆中心向车厢中间移动，实现沿车厢宽度方向的平整作业。

同时，行走机构驱使螺旋平料机慢速向前行进，在行进过程中，升降机构根据车厢长度方

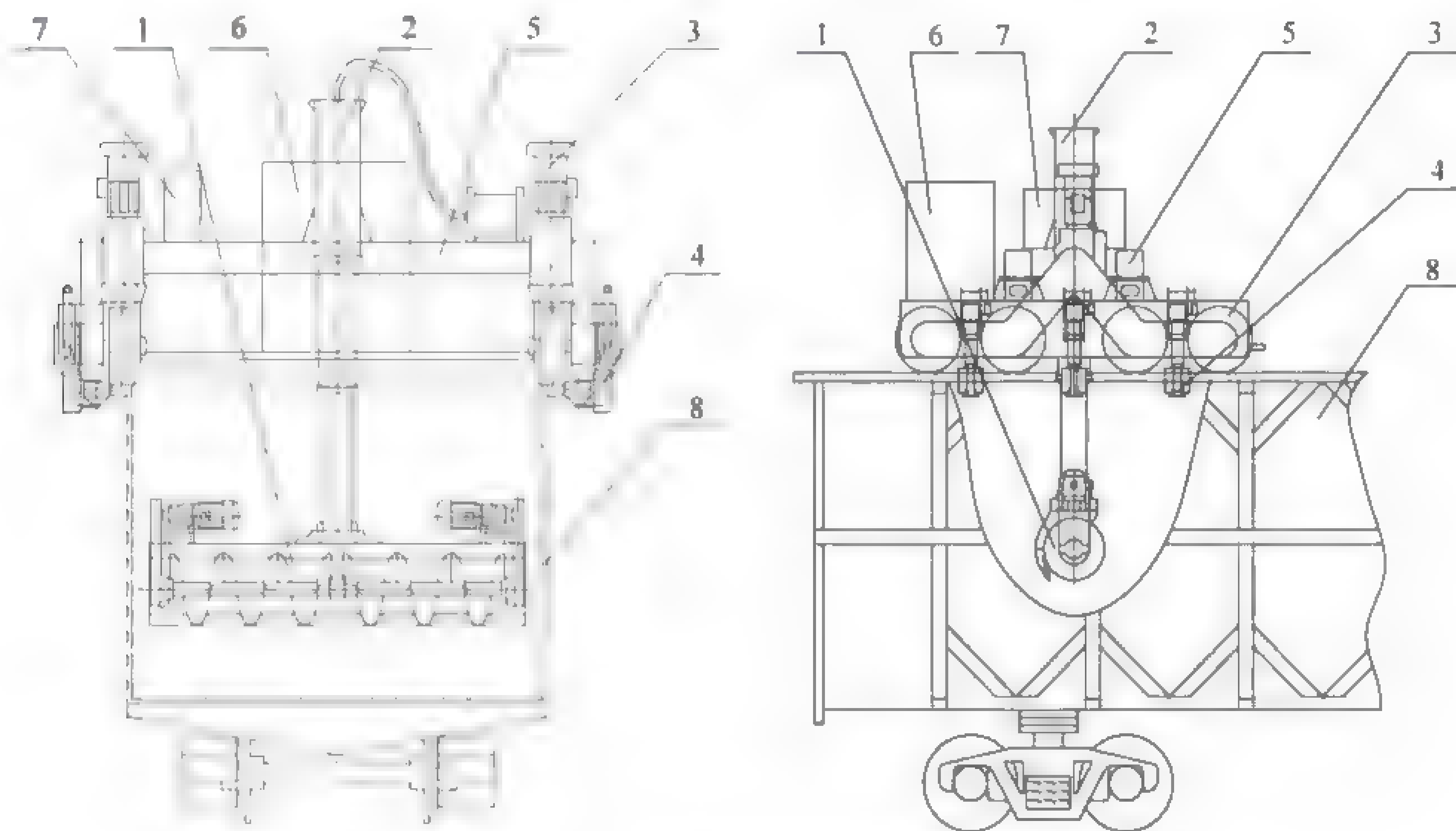


图 36-27 车帮行走式平料机结构
1—螺旋推料机构；2—升降机构；3—行走机构；4—防偏机构；5—机架结构；6—动力装置；7—电控装置；8—列车车厢

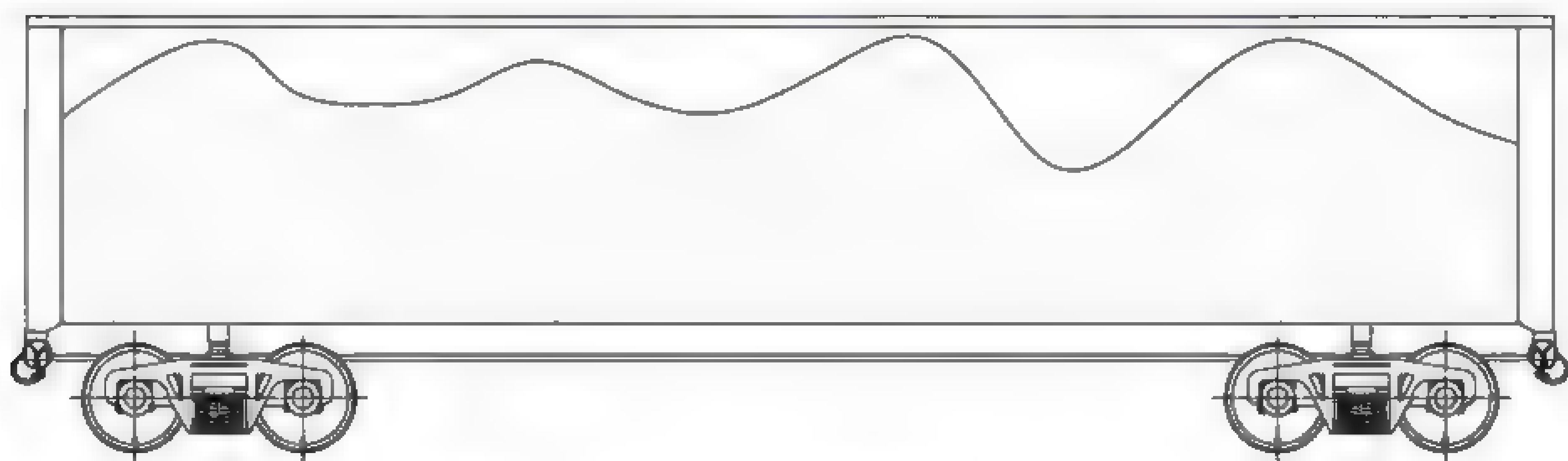


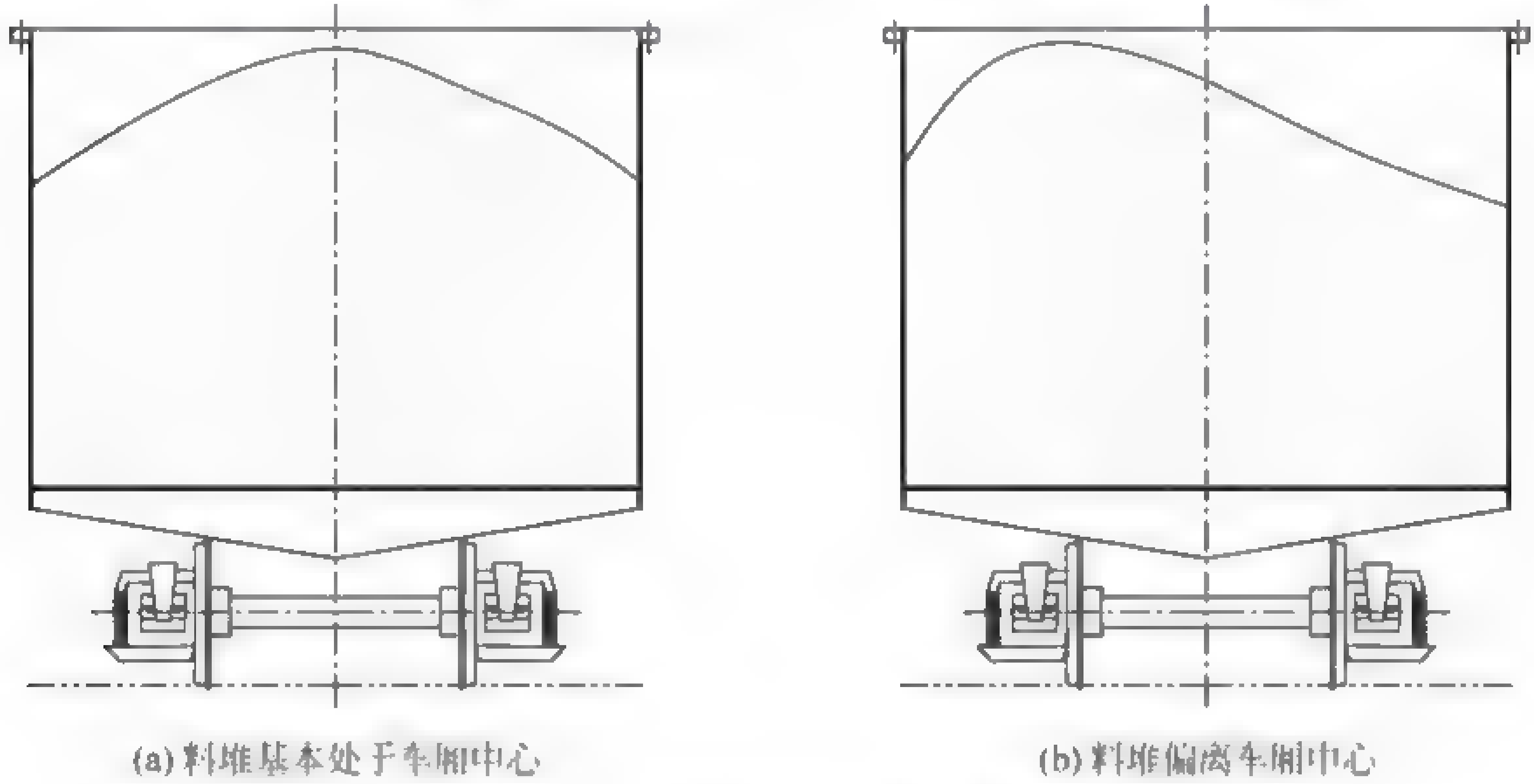
图 36-28 车厢长度方向料堆高度波浪形分布

向上料堆的分布适当起降螺旋推料机构，实现整节列车沿车厢宽度方向的平整作业。在螺旋平料机沿车厢长度方向对车厢宽度方向料堆的平整过程中，螺旋推料机构及其上面的刮板将推动高处位置物料前行至低洼处，基本实现了沿车厢长度方向的平整作业。

螺旋平料机行走至车厢终端时，行走机构停止前行，并向后快速倒退。此时，升降机构将螺旋推料机构控制在一定的高度，利用螺旋推料机构上的刮板再次对物料沿车厢长度方向进行平整，完成整个平料作业的最后工序。

36.5.4　典型产品性能参数

典型螺旋平料机性能参数见表36-10。



(a) 料堆基本处于车厢中心　　(b) 料堆偏离车厢中心

图36-29　车厢宽度方向料堆高度分布

表36-10　典型螺旋平料机性能参数表

适应车型	60/70t 敞车	额定平车效率/(节/h)	60(煤、水泥熟料)、40(矿石)
适应物料种类	煤、铁矿石、水泥熟料	运行速度/(m/min)	60
外形尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	约 30×5.6×8.2	升降行程/m	2
螺旋平料小车重量/t	8	螺旋转速/(r/min)	100
设备总重量/t	50	总装机容量/kW	40

参考文献

[1] 梁一如，等. 港口起重运输机械设计手册[M]. 北京：人民交通出版社，2001.
[2] 运输机械设计选用手册编辑委员会. 运输机械设计选用手册[M]. 北京：化学工业出版社，2004.
[3] 王鹰，陈宏勋，等. 连续输送机械设计手册[M]. 北京：中国铁道出版社，2001.
[4] 毕华林，等. 散货连续卸船机[M]. 武汉：港口装卸杂志社，1990.
[5] 上海港机重工有限公司. 港口起重机设计规范[M]. 北京：人民交通出版社，2007.
[6] 德国输送技术出版公司. 散状物料的混匀与堆取[M]. 北京：中国铁道出版社，2003.
[7] 交通部第一航务工程勘察设计院. 港口工程设计手册[M]. 北京：人民交通出版社，2001.
[8] 蒋琼珠. 连续运输机[M]. 北京：人民交通出版社，1986.
[9] 洪致育，林良明. 连续运输机[M]. 北京：机械工业出版社，1982.
[10] 刘勤国. 斗轮堆取料机使用、维护与检修[M]. 北京：化学工业出版社，2010.
[11] 郑见粹. 国内外连续卸船机的发展情况[J]. 起重运输机械，2000(6)：1-4.
[12] 陈洁，陈再兴. 桥式抓斗卸船机与链斗式连续卸船机的比较与研究[J]. 起重运输机械，2013(2)：100-103.
[13] 陈再兴，周筱川. 大型散货码头链斗式连续卸船机的应用[J]. 起重运输机械，2011(增刊)：8-10.
[14] 刘永生，李波. 链斗式连续卸船机发展概况及特点[J]. 重工与起重技术，2011(4)：4-6.
[15] 王国鹏. 悬链式链斗卸船机在印尼电力市场的应用[J]. 工程技术，2011(12)：28-29.
[16] 黄卫平，等. 悬链式链斗卸船机主体结构有限元分析与结构改进[J]. 起重运输机械，2007(8)：98-101.
[17] 龚立名，王金芝. HL—SKT埋刮板卸船机的应用与发展[J]. 港口装卸，1993(4)：6-12.
[18] 计三有. 1000t/h埋刮板卸船机的设计特点[J]. 港口装卸，1995(4)：4-7.
[19] 谭华业，徐建伟，姜永顺. 常用粮食卸船机综述[J]. 粮油食品科技，2004(5)：19-21.
[20] 施建伟. 大型散粮专用连续卸船机[J]. 起重运输机械，2005(3)：9-12.
[21] 李勇智，毕华林，蒋琼珠. 螺旋卸船机垂直输送过程研究[J]. 武汉理工大学学报，1992(2)：131-136.
[22] 李勇智，蒋琼珠. 高充填率垂直螺旋输送机生产率与功率的计算[J]. 起重运输机械，1996(8)：13-18.
[23] 陈宏勋. 气力输送系统技术和部件的新进展[J]. 硫磷设计与粉体工程，2003(5)：32-36.
[24] 李诗久. 气力输送理论与应用[M]. 沈阳：东北工学院出版社，1985.
[25] 张德文，王宝玉. 800t/h波状挡边带式卸船机研制[J]. 水运科学研究所学报，2001(1)：8-14.
[26] 张德文. 国外波状挡边带式卸船机的技术分析[J]. 水运科学研究所学报，2000(3)：21-26.
[27] 张德文. 双摆动臂架式连续卸船机总体结构主参数的优化计算[J]. 水运科学研究所学报，1999(1)：10-19.
[28] 俞晓红. 波状挡边输送胶带式卸船机垂直于水平折弯段托辊布置技术的研究[J]. 水运科学研究所学报，1998(3)：30-37.
[29] 张德文. 连续卸船机中波状挡边带式输送机的设计分析[J]. 港口装卸，2000(5)：8-11.
[30] 张务达. 国外港口卸粮设备的新发展[J]. 粮食加工，2004(4)：38-41.
[31] 刘勤国. 斗轮堆取料机使用、维护与检修[M]. 北京：化学工业出版社，2010.
[32] 彭传圣，郑见粹. 斗轮式连续卸船机机构速度的确定[J]. 水运科学研究所学报，1995(1)：21-24.
[33] 彭传圣，郑见粹. 斗轮式连续卸船机斗轮机构的设计[J]. 水运科学研究所学报，1992(3)：15-18.
[34] 王官. 斗轮式连续卸船机的技术特性[J]. 水利电力施工机械，1997(4)：29-33.
[35] 沈卓，等. 移动式装船机的工艺布置与构造特点[J]. 起重运输机械，2008(3)：81-83.
[36] 邵明亮，等. 斗轮堆取料机[M]. 北京：化学工业出版社，2007.
[37] 张亮，等. 臂式斗轮堆取料机斗轮机构基本参数的确定[J]. 机械工程与自动化，2013(3)：85-87.
[38] 万正习，许鹏. 斗轮堆取料机中心落料斗的设计[J]. 煤矿机械，2013(1)：49-51.
[39] 付海斌，等. 螺旋卸车机故障分析及改造效果[J]. 金属世界，2007(6)：19-21.
[40] 王金福，等. 新型三车翻车机[J]. 重工与起重技术，2007(6)：5-7.
[41] 高淑琴. 3t提升式高位翻车机的设计及应用[J]. 煤炭工程，2012(6)：24-25.
[42] 胡志辉，等. 高效环保型螺旋平料系统的研发[J]. 起重运输机械，2013(10)：52-55.
[43] 邵明亮，于国飞，耿华. 斗轮堆取料机[M]. 北京：化学工业出版社，2007.

第5篇

其他港口机械

第37章

过驳平台

37.1 概述

37.1.1 过驳平台特点

大宗散货(矿石、煤炭等)远距离运输必须使用大型远洋散货船,这种船的停泊装卸至少需要10m以上的码头水深,即需要大型专业码头。在水深条件不够不适合建造停靠大型远洋散货船码头,或矿产资源有限经济成本不宜建造大型码头的地方,一种称之为"过驳平台"(或过驳系统)的转载装船工艺方式得到了应用。

过驳平台是一种特殊的船载综合体,船上设置有装卸运输机械设备,利用船和船上的设备可将多艘小船,或不能越洋远航的驳船装的散货物料转载到大型远洋散货船上;也可以将大型远洋散货船上的散货转载到小型船上。所以,过驳平台实际上是服务于大小散货船舶集散中转运输的水上浮游专业码头。

相对于整个运输链,过驳平台既不是散货运输的起点,也不是运输的终点。在过驳平台上完成的"散货卸船 装船"是一种集运作业,过驳平台是整个运输链的关键设备。

通常的散货集运装卸,需要可停泊大型远洋散货船的固定码头和中转堆场,其运输过程可概括为以下流程:

(1) 收集物料:不适于远洋运输的散货驳船停靠在码头前沿,码头上的卸船机械把散货驳船装的物料卸下船;

(2) 存储物料:采用专用机械把物料运送到过驳平台的仓库或堆场临时存放;

(3) 输出物料:在大型远洋散货船停靠码头后,利用堆取料机将物料从存放处取出,经过带式输送机和装船机装到大型远洋散货船上。

利用过驳平台的运输链省却了造价昂贵的停靠大型远洋散货船码头,也不需要非常大的堆货场地。因为过驳平台可以通过移动来选择合适的作业地点,这样可以兼顾物料的产地、散货驳船航行远近,以及大型远洋散货船的适航情况,缩短了总的运输时间,从而降低了散货始发地到目的港的全程物流运输成本。如果某产区资源枯竭,过驳平台也可以转到其他区域作业。

因此,过驳平台具有作业效率高、建造成本低、装卸成本低等优点,适用于分布在沿海、岛屿等偏僻、资源分散的中小型矿产开发。可以预见,在未来的海洋矿产开发中,过驳平台也将会起到海上运输中继站的重要作用。

过驳平台作业工艺可以概括为以下两种:

(1)"卸小船,装大船":小型船舶(如散货驳船)是被卸船舶,大型船舶(大型远洋散货船)是被装船舶。小型船舶把各处的散货运到

过驳平台，过驳平台卸下小型船舶上的散货，再把货物装到大型船舶中去，由可以越洋过海的大型远洋散货船将货物运送到遥远的目的地。

(2)"卸大船，装小船"：作业工艺与上述工艺相反。

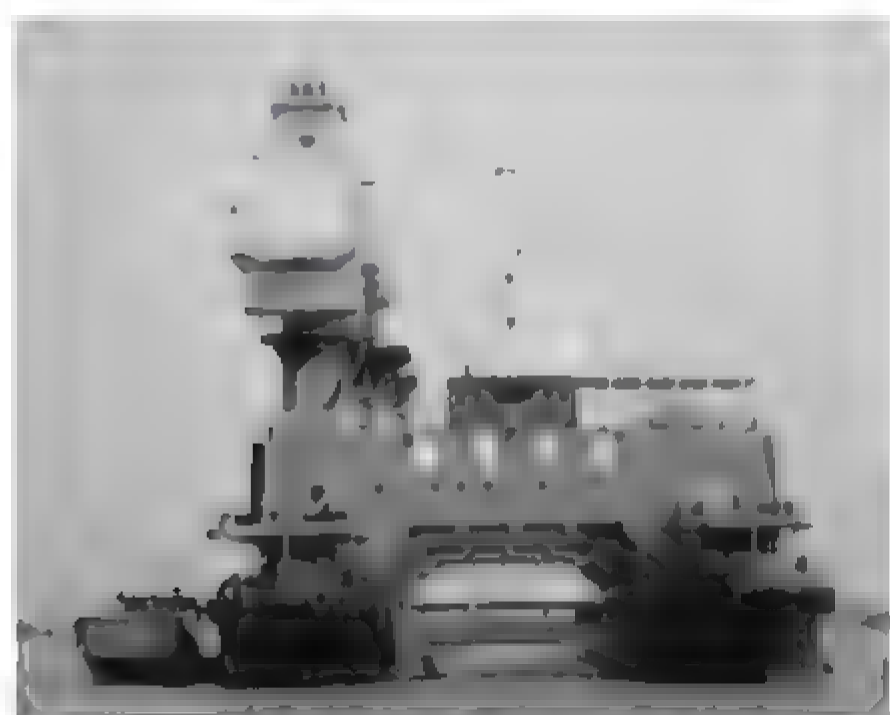
37.1.2 过驳平台国内外发展现状

国内过驳系统研发较早，但推广应用不多，这主要是由于我国港口发展速度很快，港口泊位能力足够装卸各种大、小型船舶。

图 37-1 所示为 20 世纪 90 年代初交通运输部水运科学研究院(简称水科院)研制的"射阳平台"过驳系统，它是中国最早的大型过驳平台。过驳平台采用双体船作为装卸船机支承平台，卸船作业采用甲板起重机，装船作业采用连续式装船机，可以满足散货大船过驳到小型船舶的作业要求。

图 37-2 所示为 21 世纪初由上海港机重工有限公司研制的"新双峰"号过驳系统，停靠在舟山群岛绿华山锚地。过驳平台采用单体船，并带有转载船舱，是由一艘 119500t 散货船改建而成，装卸效率为 2800t/h，主要从事海上大宗散货减载作业。装卸船作业均采用桥式抓斗卸船机，可以满足散货大型船舶和小型船舶之间的互相转载作业要求。采用桥式抓斗卸船机作为卸船主机，其小车运行机构的设计必须考虑船舶纵横摇的影响。

图 37-3 所示为上海鼎盛港机有限公司研制的用于印度尼西亚煤炭出口的过驳平台，可将小型驳船的煤炭转载到大型远洋运输船上。下文将详细介绍。



(a)

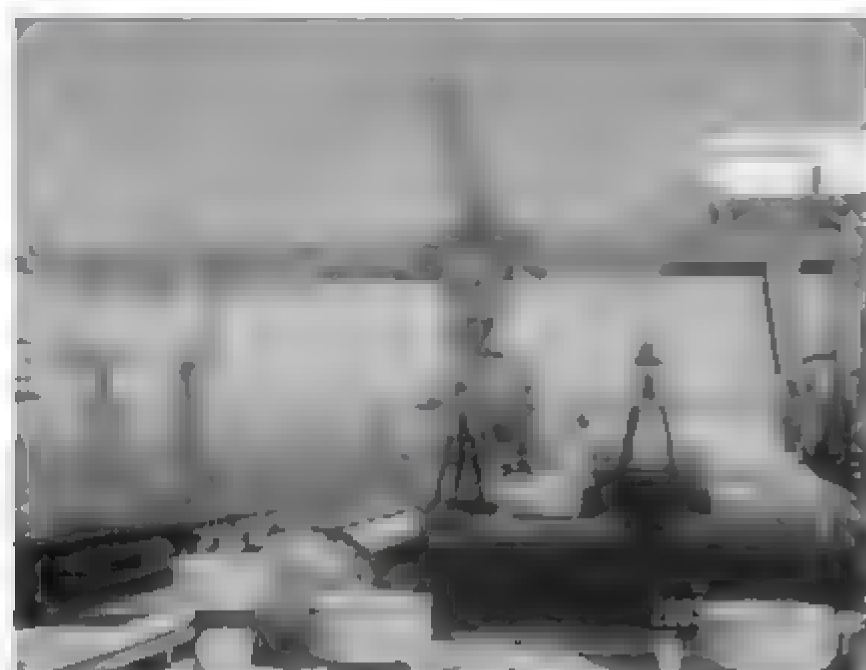


(b)

图 37-1 "射阳平台"过驳系统



(a)



(b)

图 37-2 "新双峰"号过驳系统



图 37-3　上海鼎盛公司研制的过驳平台

37.2　过驳平台分类

37.2.1　按照大小船舶转载流向不同分类

按照大小船舶转载货物流向不同分为两种：

（1）将物料由小型船舶转载到大型船舶上，主要用于将港口规模小的地区的货物运送到港口发达地区，如图 37-3 所示，目前应用较多。

（2）将物料由大型船舶转载到小型船舶上，主要用于将港口相对发达地区的货物运送到港口规模小（如支线港、内河港）的地区，如图 37-1 所示。

37.2.2　按照过驳平台是否有储料舱分类

目前使用的过驳平台有两类：

（1）即装-即卸型。过驳平台在作业时，待卸船舶和待装船舶分别靠在过驳平台的左右舷，过驳平台的卸船机械和装船机同时开机作业。卸船机械从待卸船舶卸下的散货经过输送机械直接送到装船机，装船机将货物直接装到待装船舶，如图 37-1 和图 37-3 所示。

（2）接卸-存储-装载型。这类过驳平台带有足够容积的储料舱，可以在只有待卸船舶时，先将货物临时接卸到过驳平台的储料舱内，等到待装船舶靠泊后，再将物料从储料舱中取出，装到待装船舶中去，如图 37-2 所示。当平台不启用存储作业功能时，它也可以像第一类过驳平台一样，同时进行接卸、装船作业。

带有储料舱的过驳平台，其优点是节省大船和小船之间的等候时间，但是这种装卸工艺要求过驳平台有足够大的船舱用于储存物料，过驳平台的船体必须有足够大的船长、型宽和型深。为了货物进出船舱，过驳平台还必须配备更复杂的散货提升机械。采用这类过驳平台，只要待卸船舶到了就可以卸船，待装船舶到了就可以装船，无须待卸船舶和待装船舶同时靠在过驳平台两舷侧。但是，这类过驳平台过大的船体，复杂的装卸机械增加了过驳平台的制造成本和运转成本，尤其平台船体的尺度大了、船高了，卸货起重机起吊路线长了，影响了装卸货物的效率。因此，近几年生产的过驳平台，以第一类过驳平台为多。

37.3　主要组成及工作原理

下面以上海鼎盛港机有限公司研制的用于印度尼西亚煤炭出口的过驳平台为例，介绍其主要组成及工作原理。

如图 37-4 所示，过驳平台的基本组成包括一条母船及在该船甲板上加装的卸船机械（一般选用抓斗起重机）、散货运输机械和装船机。目前正在使用的过驳平台由船舶及船舶机械、卸船起重机、漏斗接料系统、带式输送机及附设装置、连续装船机和有关金属结构组成。

37.3.1　船舶

船舶是过驳平台的基础，相当于港口的码头建筑，所有的设备全部安装在该船上。其中，安放在甲板面的有装卸设备、运输设备、船舶停泊设备，动力发电设备一般放在船舱内，船上还有根据船舶设计规范及航行规定必须配置的其他各种设施。

适合装配成过驳平台的船舶应有宽敞的甲板，型深不需要很大，干舷不宜太大，3m 上下即可，通常用甲板驳或甲板货船改制，一般不自航，作业时大多采用锚泊定位，很少用动力定位。船上装的动力设备和电力设备应满足起重运输设备的使用要求。

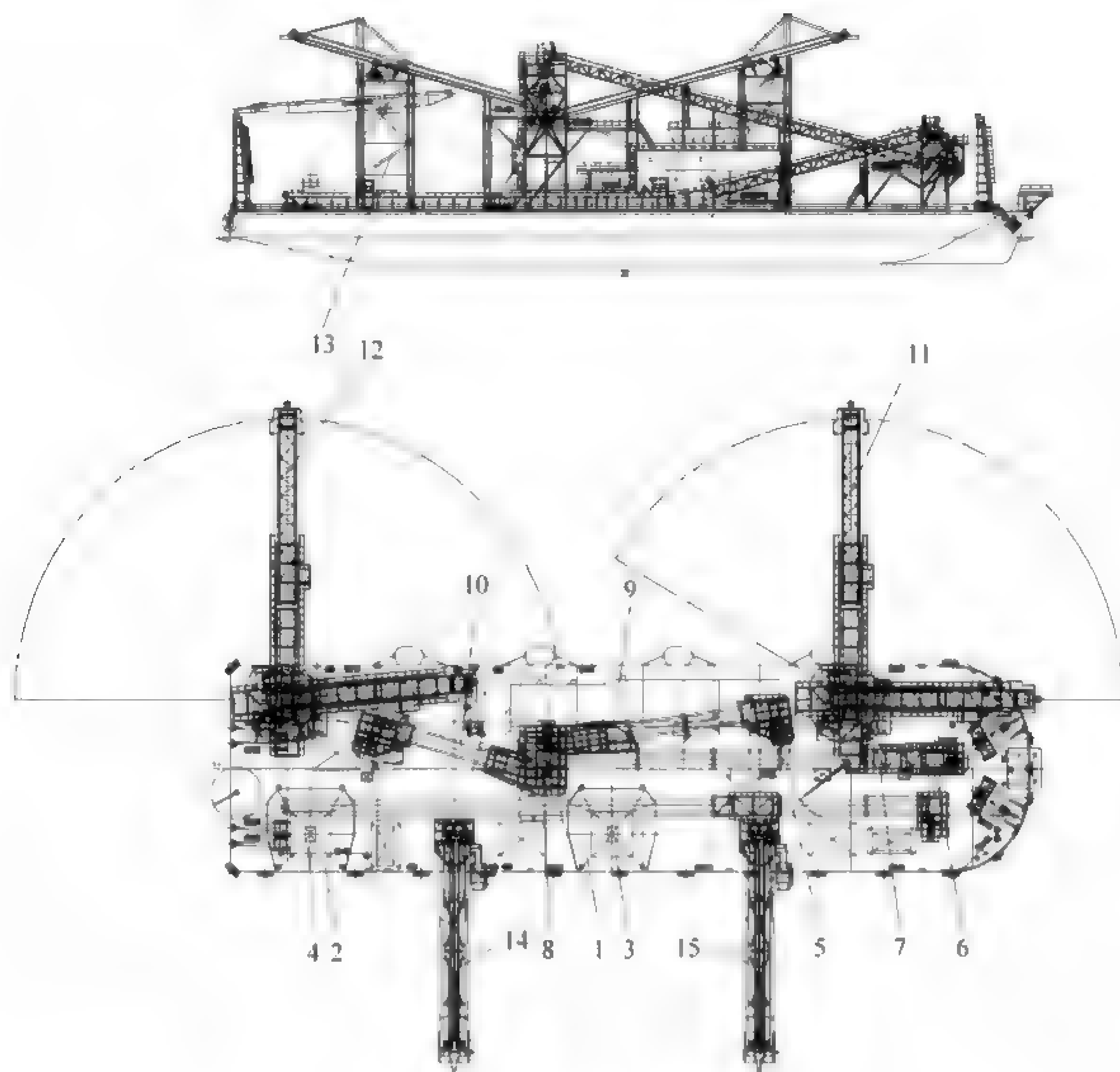


图 37-4　过驳平台示意图

1—1#料斗；2—2#料斗；3—1#给料带式输送机；4—2#给料带式输送机；5—1#带式输送机；6—转载输送机；7—2#带式输送机；8—分叉料斗；9—3#带式输送机；10—4#带式输送机；11—1#装船机；12—2#装船机；13—支承结构；14—1#抓斗起重机；15—2#抓斗起重机

另外，还应有船舶所必需的维修设备、必要的维修工具和器材。根据用户要求，还应留有工作人员生活空间和设施。

37.3.2　甲板起重机

甲板起重机（简称起重机）负责把停靠在平台舷侧小型驳船中的货物取到过驳平台上，这是过驳平台全部工作流程的第一步。

在港口物料装卸系统中，卸船比装船困难得多，在过驳平台系统中也是这样。起重机的卸货效率直接决定了过驳平台的效率。

适于卸船的起重机很多，但是，在选择起重机时，应考虑到船的平稳，希望起重机在工作中，在船舶横向的力矩变化要尽量小；起重机的自重应尽可能轻，参与回转、变幅的运动质量要小；同时应考虑各机构的运动速度、加速度要便于控制。

考虑船甲板面积非常有限，起重机的体积应尽量小，尤其是它工作时所占用的运动空间应尽量小，因此自重较轻的全液压驱动的单臂架起重机最为合适，自重较大运动复杂的组合臂架起重机不宜在过驳平台上使用。

如果起重机的卸货效率达不到要求，优先考虑采用 2 台起重机，而不宜换用过大的起重机。起重机可以参照第 1 篇“港口起重机”设计选取，也可以直接从船舶机械或起重机制造公司购买。

起重机的起重量通常可达 40t，配用的抓

斗起重量应不大于40t，且必须有单独2套起升机构，以使用4索抓斗。

过驳平台的起重机应满足CCS《船舶与海上设施起重设备规范》或用户要求的船级社规范。

因抓斗作业频繁，起重机的载荷状态级别和使用等级都很高，起重机整机工作级别应为A7级，起升机构和回转机构工作级别为M7，变幅机构工作级别为M6。工作级别低的起重机，不能保证起重机的使用寿命，会影响整个过驳平台的使用。

抓斗起重机的机座固定在船甲板上。起重机能作起升、回转和变幅动作，可以快速地用抓斗抓起小型驳船里的货物，放入过驳平台的接料漏斗。

起重机的接卸效率除了取决于起重机各机构的工作参数外，还决定于过驳平台的船体尺度和总体布置。例如过驳平台船体的干舷应该接近被卸货船的干舷，减小它的甲板面与被卸船甲板的高差，从而减小起重机提升运动的行程，节省起升运动时间，提高卸货效率；过驳平台上的接料漏斗高度尽可能低；漏斗的安装位置应有利于节省起重机回转和变幅时间等，这样才能减少起重机工作循环时间，提高起重机的效率。起重机的卸货效率可按通常方法绘制工作循环图计算，不必考虑船舶的运动。

起重机的高度决定于漏斗卸料点的高度。一般直接从船舶机械公司购买的船用克林吊起升高度不够，起重机需要专门配置较高的圆筒体座。

起重机的机构和电气设备应符合船舶设计规范。

在非工作状态，例如航运调遣和季风来袭时，起重机的臂架要定位放倒，过驳平台应设置臂架放倒架。也可以适当改装漏斗结构，将臂架放倒支承在漏斗上。

37.3.3　漏斗接料系统

漏斗接料系统承接抓斗起重机卸下的物料，并把物料送到带式输送机上。

漏斗接料系统最重要的是漏斗。过驳平台用的漏斗一般为方形斗口、中心卸料的对称漏斗，以求斗容积大，接料口低。斗口斗门的设计通过能力必须大于抓斗卸料的能力。漏斗的设计要充分考虑运输物料的性质，合理地设计侧壁的角度和斗内壁衬板。

为使物料顺畅地通过漏斗，斗壁应平整而光滑，常在漏斗内壁铺设摩擦系数较小的衬板。因为腐蚀和磨损的原因，漏斗体内壁铺设的衬板应可以经常更换。衬板材料常采用锰钢板、铸铁板、不锈钢板、耐磨塑料等。过驳平台工作海域雨水充足，空气潮湿，含盐分高，极易腐蚀衬板材料表面。经腐蚀的衬板，腐蚀层比较疏松，易被物料磨去，使得衬板迅速减薄。由于腐蚀是衬板损坏的主要原因，所以衬板材料以不锈钢板和耐磨塑料最为合适。其中不锈钢板耐磨、不生锈、加工容易、耐冲击，是首选的衬板材料。

对于原煤、矿石、碎石子等，漏斗口应装格栅以阻止大块物料下落堵塞斗口，或阻止尖硬杂物下落损坏输送机的胶带。

漏斗接料系统需要解决的主要问题是物料的堵塞和物料起拱。

为了应对物料起拱，漏斗卸料系统还应在漏斗合适的位置加装振动器。振动器产生激振力，带动斗壁和物料一起振动，造成物料颗粒之间相互滑动，减小物料对壁面的黏附，达到顺利卸料的目的。振动器带动斗壁和物料一起振动的效果与漏斗的质量分布、形状、振动器安装的位置有关，初步设计难以确定。如果不能做试验决定，设计时应考虑安装时调整振动器位置的可能。过大的振动器易损伤漏斗，造成斗体结构板和加强筋的开裂，而且这种开裂修补困难。

现在已经有使用空气炮的破拱方式，但是因为物料的不同，漏斗形状也不同，空气炮的选取和安装位置仍需要摸索，在设计时同样要考虑留有调整安装位置的空间。

振动器只有在斗口闸门打开时才能开动，否则会使物料在斗内夯实。

为了帮助物料顺畅通过漏斗出口和出料

流量的稳定，漏斗出口门应装调节斗门。

有破拱装置，且有调节斗门装置的漏斗，漏斗容积与抓斗容积的比值一般取4即可，即漏斗内可容纳4抓斗物料。

因环境保护原因，漏斗口需装防尘设施。但是，漏斗口的起尘原因不是外界的风，而是抓斗往漏斗里充料时，物料挤压和排出漏斗里的空气，形成强大的自漏斗向外吹的气流，气流把小块物料带出，形成灰尘。要解决漏斗口的扬尘问题，非常困难且费用较高。过驳平台常用于沿海海面，环保要求不是非常高，通常只需在漏斗口安装喷淋装置。喷淋装置可以降低扬尘，同时减少物料损失。

关于漏斗接料系统的设计选取可参考第1篇“港口起重机”中“带斗门座起重机”和“桥式抓斗卸船机”的相关章节。

37.3.4 带式输送机系统

带式输送机系统负责将物料从接料漏斗口运送到平台另侧舷装船机接料口或将物料转入存储舱的接料口。

由于被装船都很高大，装船机必须适应船的尺度，它的接料口的位置也很高。带式输送机必须将物料提升到能进入装船机接料口的高度。物料动堆积角、物料与输送带之间动摩擦系数决定输送机的倾角不能太大，如运煤炭的输送机，倾角不能超过14°～15°。在过驳平台有限的船长范围内，一条输送机提升的高度一般不满足要求，所以过驳平台上常配有往复折返布置的数条带式输送机，经过接力提升，物料才有足够的装船高度。

过驳平台装在船甲板上的是固定带式输送机。

带式输送机系统主要由带式输送机、机架和输送机桥架、接料漏斗、给料机、转接漏斗等组成。如果过驳平台有2台装船机，必须设置可控制物料输送方向的分叉漏斗，以便将物料送向2台装船机。

过驳平台的给料机常采用带式给料机，其构成与带式输送机相同，但是给料机用的托辊应当是平行承载托辊，且托辊间距相对小些。在各台带式输送机的两侧均装设了挡料板，防止散货撒落。

带式输送机的驱动装置可安装在输送机的头部、中部和尾部等位置。与其他两种驱动形式相比，头部驱动可降低输送带最大张力，输送带受力情况好，因而可减小张紧力和电动机功率，是一种合理的布置形式。

带式输送机设计布置应考虑以下几个因素：

(1) 应从输送机结构上尽可能降低物料转载处的落料高度；

(2) 漏斗的溜槽形状及位置的设计要尽可能保证大块物料顺利通过；

(3) 在装料区段安装缓冲托辊，缓冲托辊可减小物料对输送带的冲击和被漏斗口卡住的可能性，缓冲托辊的布置密度应考虑到最大限度的承载能力；

(4) 为了减轻物料对输送带的磨损，提高生产率，便于布置装料及卸料装置，装料点和卸料点应尽可能布置在输送机水平区段内。

带式输送机的安全设备有多种，电磁除铁器等应是重点考虑的装置。因为在抓斗作业中，在散料中如夹杂金属器件，一旦流入到输送机上，会切割输送带将输送带撕裂，造成重大损失。电磁除铁器是由一个和供料输送机垂直布置的小带式输送机和一个强力电磁铁组成，并和金属探测器配合使用。当装在前面的金属探测器探得有金属物件夹在物料中时，马上使后面的除铁器中的电磁铁带电吸取金属杂物。

为了保护环境，带式输送机应有防尘防物料撒落装置，一般包括输送机防尘罩和两侧防止撒料的挡料板。

如果过驳平台工作地区常有风，为防止物料被风吹走，带式输送机系统还应有洒水喷雾防尘装置。洒水喷雾防尘装置虽然比较简单，却可有效抑制粉尘的飞扬。实践表明：当矿石、煤炭等粉尘的含水量比例为6%时，粉尘的飞扬基本上可得到抑制。但算上喷水之后，粉状物料总的含水量不宜超过8%，否则粉尘会黏附在输送机系统的输送带和漏斗壁上，影响正常生产。

带式输送机最易发生的严重事故是输送带的撕裂。造成输送带撕裂的原因很多，详见“带式输送机”有关图书。从过驳平台使用角度考虑，在监测装置的帮助下，运行值班人员应严格执行操作规程，严守工作岗位，及时消除事故原因，及时修补局部破损的输送带，避免破损进一步扩展。

过驳平台所处的海洋环境比陆地环境复杂，其转载的货物可能来源于多处，性状不一，因而输送机损坏和事故造成的非正常停机概率较大。非正常停机之后再启动时，输送带上一般有载荷，同时漏斗口处的物料也压在输送带上，此时需要的驱动力矩比正常启动力矩和运转力矩要大得多，这个特点应在驱动系统设计时重点考虑。

带式输送机系统的生产率应不小于过驳平台抓斗起重机的生产率。

带式输送机的设计和选型可参考第16章“普通带式输送机”有关章节。

37.3.5　装船机

装船机是过驳平台将输送物料离开过驳平台，装上大船的设备。根据装船效率要求，可以配备1～2台装船机。

过驳平台一般用上部可回转、臂架可俯仰和伸缩的固定式连续装船机。

装船机的下部是焊接在船甲板上的圆筒体，这是装船机的基座。圆筒体上部安装回转大轴承，装船机的转盘坐落在回转大轴承上。

装船机的主要结构有圆筒体、转盘、内外臂架和必要的走道梯子平台。主要的机构有回转机构、俯仰机构（常用液压缸驱动）、臂架伸缩机构、伸缩溜筒和机上输送机系统。

因为臂架可以伸缩，装船机的机上输送机必须是伸缩带式输送机，带式输送机安装于伸缩臂架框架中间。

在臂架头部另配一部小吊车，作吊运推耙机（如果用户要求的话）进出船舱之用。

装船机的设计和选取参照第34章“散货连续装船机”章节。

1. 臂架和臂架伸缩系统

臂架可以伸缩、俯仰，并可和回转平台、立柱等一起回转。在作业时，通过臂架伸缩和回转的配合来改变溜筒的落料位置。这种组合可以获得较大的作业覆盖面和较高的装船效率。

1）臂架伸缩系统组成

臂架伸缩系统主要由伸缩式臂架、臂架伸缩机构等组成。伸缩臂架则由内臂架（亦称伸缩架、活动架）和外臂架（亦称固定架）组成。

臂架的质量对整机的质量影响很大，故在满足带式输送机安装布置和维修要求时，应尽可能减小其质量。

2）内臂架

内臂架多数采用板梁桁架结构，板梁顶面和底面铺有臂架伸缩运动的导向轨道。输送机的托辊、滚筒、溜筒等部件布置和安装在内臂架。

3）外臂架

外臂架多为空间桁架结构，内部容纳内臂架。固定托辊、滚筒、伸缩导向支承滚轮、臂架伸缩驱动机构等布置和安装在外臂架上。外臂架内装有控制内臂架最大与最小伸距、臂架伸缩速度的限位开关组，并设置缓冲器和止挡器。

4）臂架伸缩驱动机构

臂架伸缩驱动机构驱动内臂架伸缩，也带动了带式输送机作伸缩运动，从而改变工作幅度，以满足不同吨位的装载船。为确保安全，机构常设置双制动器。

臂架伸缩驱动机构应采用结构紧凑、传动比大、质量小的传动装置。伸缩驱动机构有齿条传动、链传动和钢丝绳传动三种形式。

对一般大中型装船机，尤其是伸缩距离长的装船机，较多采用链传动和钢丝绳传动等柔性驱动机构。钢丝绳传动机构可灵活布置，为了减小臂架承载质量，可将驱动机构移出臂架，布置在后方平台上。

对于安装在过驳平台、伸缩距离较短的中小型装船机，一般不推荐链传动和钢丝绳传动等柔性驱动形式，宜采用齿条传动形式。齿条

传动形式也可用针齿条摆线针轮传动代替。齿条传动机构和链传动机构只能布置在固定臂架上。

2. 臂架带式输送机

装船机臂架的带式输送机在外臂架处受料，受料点应在装船机回转中心线上，输送机的卸料点在内臂架端部。为适应臂架的伸缩，带式输送机也应加设改向滚筒制成可伸缩形式。

装船机臂架用的带式输送机属于悬臂式带式输送机。如驱动装置仍设在头部，因驱动装置重量大，对悬伸部分机架受力不利，工作时易产生较大振动，因而不得不增加机架的刚度，为避免这种现象，可采用尾部驱动和中间驱动形式。尾部驱动虽然会增加一定的电动机功率消耗，输送带受力状况也较差，但尾部驱动装置重量可起到配重作用，也可避免中间驱动改向滚筒过多、输送带多次弯曲的缺点。

3. 伸缩溜筒

为了提高装船效率，适应潮差水位变化、补偿不同船型以及船舶空载满载而引起的吃水变化，装船机除了有臂架伸缩机构和臂架俯仰机构，在装船机臂架端部还设置伸缩式装船溜筒。

溜筒的伸缩行程根据臂架俯仰角度范围、装载各种不同大船的高度确定。在装载大型船舶时，装船机在臂架上仰、溜筒全缩状态下应能使溜筒越过空载船舶的舱口围板进舱装载；在装载较低的小型船舶时，臂架下俯，溜筒全部伸出，一般要求能对接近半载的船舶舱底进行装载，且落差能满足要求。

装船溜筒伸缩机构主要由驱动装置和钢丝绳缠绕系统组成。溜筒可以做成直的，也可以做成有抛料功能的溜筒。有抛料功能的溜筒有很好的平舱功能，但结构复杂，且需要有溜筒回转驱动装置。

37.3.6 支架结构

抓斗起重机、装船机、带式输送机自身的金属结构应按照CCS《船舶与海上设施起重设备规范》或用户要求的船级社规范设计和制造。在《船舶与海上设施起重设备规范》中未涉及的一些结构和零部件设计事宜，可以参照起重机和运输机相关的设计标准，但应遵守《船舶与海上设施起重设备规范》在材料和许用应力、结构稳定、检验和试验方面的要求和规定。在确定载荷工况和载荷组合时要充分考虑海上设施的特点，加上船舶倾斜和船舶运动产生的附加载荷。风载荷也应按过驳平台工作所在海域的气象资料合理选取。

过驳平台的金属结构，大多分属于抓斗起重机、装船机、带式运输机。属于这些设备的结构，如起重机的支承筒体、臂架，装船机的筒体、臂架、立柱等，带式运输的机架等，可以按起重机、装船机、带式运输机金属结构设计原则进行计算和设计。

过驳平台上较特殊的金属结构主要是起重机臂架放倒支架、装船机臂架停放支架、输送机支架、漏斗支架和梯子平台系统等。

由于管结构的风力系数小，迎风面积小，不易腐蚀，较适合海上工作条件，所以过驳平台的支架优先采用钢管制造。

在工作中，支架结构的受力不大，力的分配比较清楚，只要强度和刚度符合规定即可。过驳平台有的输送机离甲板面较高，考虑船体结构的变形，输送机支架过于刚强，输送机金属结构将受到额外的超静定力，反而不利。如果过驳平台需要海上航行，应另想办法对支架加强。

37.3.7 航行问题

过驳平台的船体一般由专业船舶制造厂制造或改造，其上的起重运输机械则由专业的起重运输机械厂商制造和安装，然后拖航到工作海域。

由于过驳平台甲板以上的设备重心高，迎风面积大，拖航运输过程存在较高的风险，所以过驳平台的船体和上部各种设备都必须进行适航计算。适航计算属于船舶专业，由船舶设计部门根据船的尺度、船舶静水力曲线和稳性曲线、装载情况、航行海区条件等核算船的稳定。

过驳平台的设计者应根据船舶设计部门给出的船航行时的纵、横向摇摆角及纵摇、横摇周期，依据船检部门或船级社的规定（如CCS《海上拖航指南》），求出过驳平台上的设备的运动

加速度和运动惯性力，然后计算设备在重力、惯性力、风力和水浪冲击力组合作用下，在横向、纵向不滑移，在横向不倾覆的安全程度。

船舶运动引起的加速度，在垂直方向达 0.3*g*（*g* 为重力加速度，下同）左右，在船的横向超过 0.6*g*。起重机、装船机、漏斗、输送机自身构件需要验算航行组合载荷。满足强度要求的结构无须加强，但是带式输送机支架通常无法承受这种组合载荷，尤其是横向载荷，必须绑扎加强。

绑扎设计不宜施焊。许多永久性的支架，宜在各支架上预设吊耳，同时在船的相应位置焊耳板，两耳板之间用钢丝绳滑轮组拉紧，靠钢丝绳的拉力抗御航行组合载荷。绑扎用的钢丝绳滑轮组在航行结束后拆去。

同时，绑扎设计也必须遵循船检部门或船级社的规定，例如 CCS 的《海上拖航指南》，并整理计算书，必要时送航行管理部门审核。

37.4　主要技术性能参数

由散货驳船向大型船舶转载过驳平台主要技术性能参数见表 37-1。

表 37-1　过驳平台主要技术性能参数

船型	船型尺寸/(m×m×m)	110×27.5×7	110×27.5×7	110×30×7
	受料船型	巴拿马型及 CAPESIZE		
	卸料船型	8000～15000t 驳船		
起重机	过驳物料	煤炭		
	起重量/t	40	40	45
	最大幅度/m	28	28	32
	起重机数量/台	2	2	2
输送机	额定生产率/(t/h)	3000	3500	4000
	物料密度/(t/m^3)	0.85	0.85	0.85
	输送机带宽/mm	1600	1600	2000
	输送机带速/(m/s)	3.65	3.7	3.0
装船机	最大幅度/m	36	37.5	37
	最小幅度/m	22.5	24	23.5
	装船机数量	2	2	1

37.5　设计和选用注意事项

过驳平台的总体设计和选用应注意以下事项：

(1) 甲板起重机应满足最大接卸船舶的起升高度和工作幅度要求。

(2) 连续装船机应满足最大船舶空载时的舱口高度要求。

(3) 需要远洋拖行的过驳平台，必须对其进行适航计算，强度薄弱的部位应进行绑扎处置。

37.6　技术标准与规范

过驳平台涉及船舶、起重机械、连续机械等多个专业，其设计、制造、使用、检查和维护应参照船舶、臂架起重机、连续装卸船机的相关标准和规范，可参考表 37-2 中所列标准和规范。

表 37-2　过驳平台技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	CCS	《海上拖航指南》
2	CCS	《船舶与海上设施起重设备规范》(2007 版)
3	GB/T 12932—2010	《船用臂架起重机》
4	JT/T	《散货连续装船机》(在编)
5	CB/T 1102—2008	《船用液压系统通用技术条件》

第38章

重大件装卸机械

38.1 概论

38.1.1 港口重大件概念

根据GB/T 27875—2011《港口重大件装卸作业技术要求》定义，重大件是指“笨重、长大散件货物和各种机器、成套装备和车辆等”。重大件有两个特点：一是质量大；二是外形尺寸大。

港口重大件的装卸作业应符合GB/T 27875—2011《港口重大件装卸作业技术要求》的有关规定。

38.1.2 重大件装卸机械分类

港口重大件码头装卸设备主要有以下几种：

(1) 桥式起重机；

(2) 门式起重机；

(3) 门座起重机；

(4) 固定式起重机；

(5) 桅杆起重机；

(6) 悬臂起重机；

(7) 浮式起重机等。

其中，浮式起重机作为一种水上流动的通用起重设备，有用于港口常规装卸作业的，其起重能力相对较小，作业场所(泊位)基本固定；而大起重量的浮式起重机多用于沿海、内河港口重大件装卸作业、大型设备安装作业和水上救助打捞等，故重大件装卸作业量较少的沿海港口可借助浮式起重机进行重大件装卸作业，而重大件装卸量较大的沿海港口、内河重大件码头和沿海特种专用码头则多采用其他各种专用的重大件吊装起重设备。

关于浮式起重机，参见第1篇第3章。以下分别介绍除浮式起重机以外的其他各种重大件吊装起重设备。

38.2 重大件吊装桥式起重机

38.2.1 概述

1. 功能与特点

桥式起重机是横架于车间、仓库和料场等上空进行物料吊运的起重设备，港口重大件吊装桥式起重机(简称大件桥吊)是用于港口吊装重大件的桥式起重机(见图38-1)。

随着中国现代化建设进程的不断加快，能源、水电、机械、化工等行业新建及扩建工程的设备也日益大型化，这些设备具有以下特点：重件多、大件多、不规则件多、散件和裸件多。运输这些设备具有捆扎要求高、起吊和装卸要求高、运输平稳性要求高等特点。在运输过程中要求安全可靠、及时、经济合理。在重大件的远距离运输中，水路运输是较经济的运输方式之一。水路运输不仅对重量、外形尺寸限制小，而且安全可靠，目前国内外重大件运输基本上采用水路运输。

重大件吊装工艺方案的选择，需考虑重大件的重量、尺寸，码头的地形、地质和水文条件，运输的安全可靠性和投资情况。桥式起重机是装卸重大件的工艺装备之一，具有技术成熟、受力明确、安全可靠、装卸方便、适应水位变化能力强、综合利用功能好的特点，但投资相对较大。



图 38-1 重大件吊装桥式起重机外观图

2. 国内外发展现状

桥式起重机出现于19世纪前期，是应用较早的起重机械之一，在室内外工矿企业、钢铁化工、铁路交通、核电码头、港口码头以及物流周转站等部门和场所均得到广泛运用。

桥式起重机在港口重大件货物运输方面的国内外应用不是很多。国内生产重大件桥吊的厂家主要有：太原重工有限公司、大连华锐重工集团股份有限公司、中铁九桥工程有限公司、河南卫华集团有限公司等。国外著名的厂家有德国 DEMAG(德马克)、芬兰的科尼起重机集团公司等。下面分别介绍一些典型的国内外大件桥吊应用和发展情况。

1) 混凝土基础固定式桥式起重机

2000 年，四川岷江乐山大件码头历时五年建设竣工投入使用。该大件码头投资 4680 万元，采用 550t 桥吊装卸工艺，用于转运三峡水电站重大件机电设备。如图 38-2 所示，桥吊呈垂直岸边布置，大件运输平板车从桥吊正面驶入，由桥吊将大件从平板车上吊放到大件驳船上，保证使用安全可靠。

该码头为直立式，跨距为 39m 的固定式桥式起重机横跨码头前沿道路和港池，支承于两个钢筋混凝土桥墩之上。陆侧墩柱位于码头陆域，水侧墩柱深入航道水中，两墩柱之间架设桥式起重机运行大梁，下方布置重大装备运输车道和驳船航道。码头的设计高低水位之间的变化约为 3.0m。码头的支承桥墩采用钢筋混凝土实体墩，墩身截面为扁圆形，四周向上以 20：1 的斜度收缩，39m 跨的桥吊直接支承在墩顶。根据装卸工艺要求，墩顶至码头面的高差为 18m。岸墩位于挡墙内侧，在岸墩和前沿挡墙间形成 12m 宽的大件装卸车道。岸墩基础为单层 C25 钢筋混凝土矩形基础。除了主钩起重量 550t，副钩起重量为 50t，另外还设置了 10t 电动葫芦。码头后方配套建设相应的堆场、道路、辅助生产及生活设施。

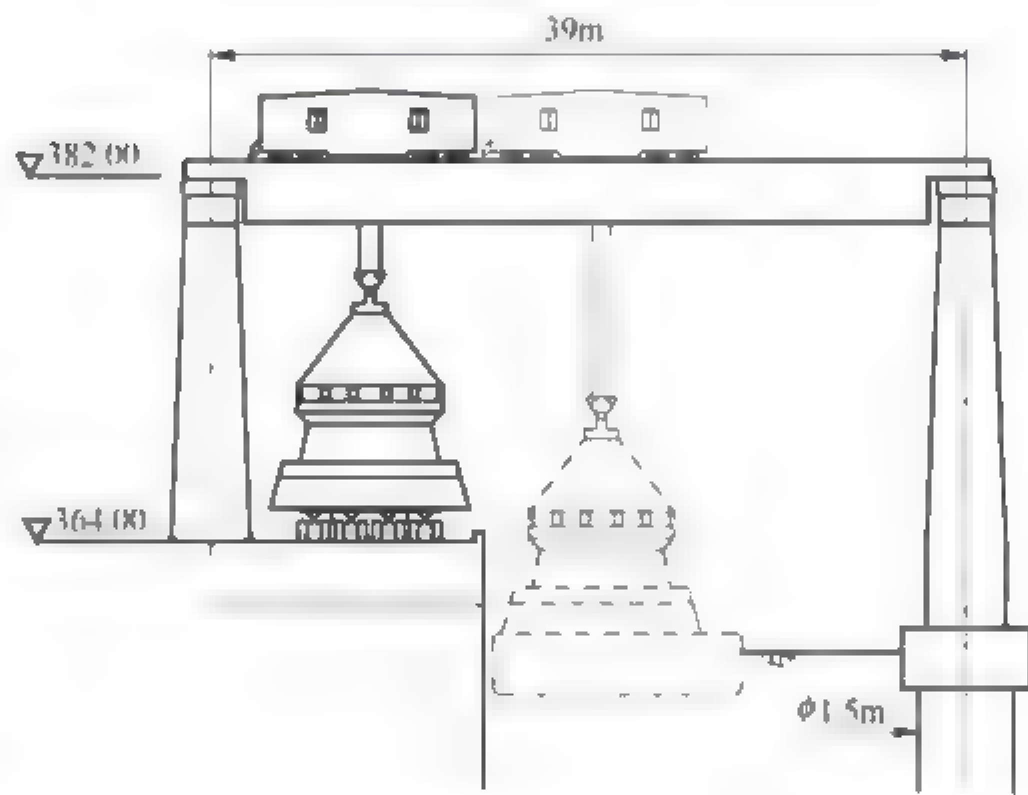


图 38-2 乐山大件码头装卸工艺示意图

三峡某重件码头采用了桥吊卸船、大型平板车运输的装卸工艺方案。如图 38-3 所示，其桥吊的设计起重机能力达 500t，通过墩柱式码头上的大型桥吊将驳船上的重大件吊至码头上的大型平板车上。这种卸船工艺的优点是安全、迅速，不受水位变化的影响；缺点是大型桥吊及基础的造价昂贵。

三门核电重件码头为核电自建自用码头(见图 38-4)，2010 年建成 5000t 海运驳船泊位。码头南北侧各设置了一个墩台，墩台长 27m，宽 8m。每个墩台上各设置两个门式立柱，高度分别是 20m 和 22.2m，分别用作两台 450t 固定式桥式起重机的基础。固定式桥式起重机的参数为 450t/125t 56m，主起升机构额

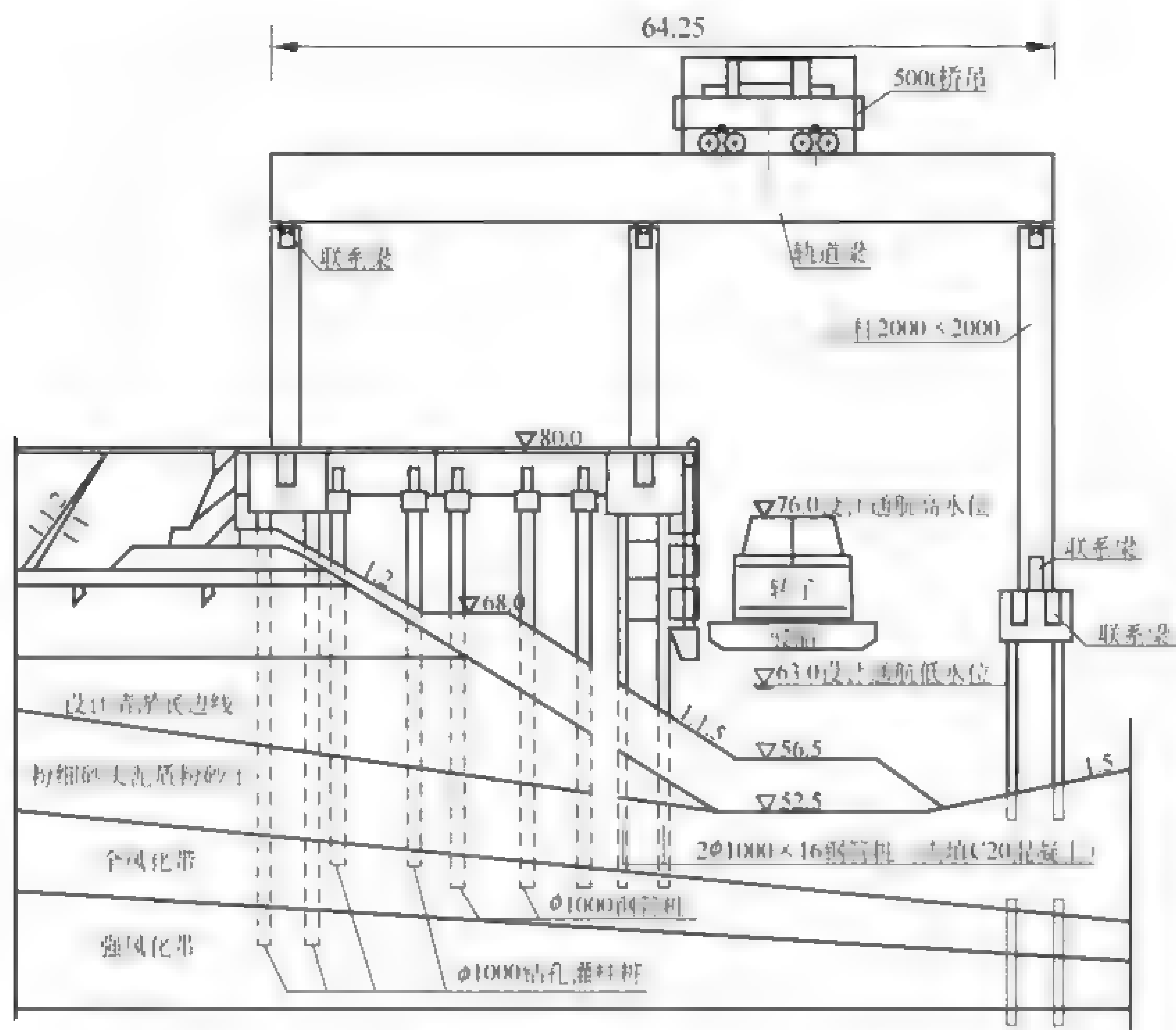


图 38-3　三峡某重件码头

定起重量 450t，副起升机构额定起重量 125t，跨距为 56m。2 台起重机中心间距 15m，码头面以上的起升高度为 15m。其墩柱结构与乐山大件码头的基础类似，墩柱为高桩梁板结构。桥吊的主梁直接固定在墩柱上，无大车运行功能。码头通过引桥与厂区连接，引桥长 125m，宽 12m。

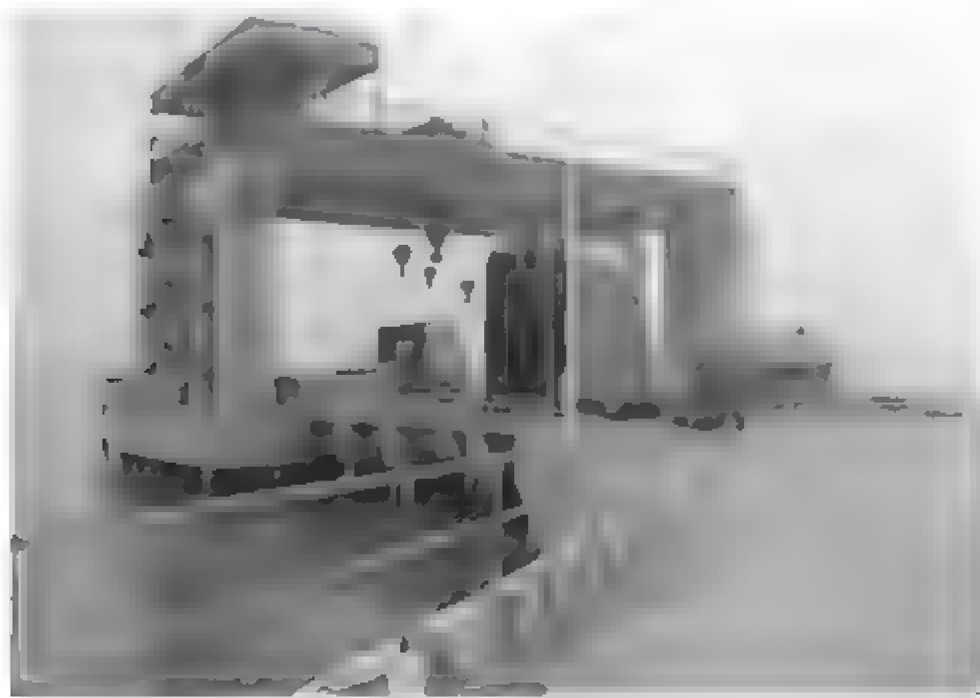


图 38-4　三门核电重件码头

2）钢结构基础移动式桥式起重机

南通某海洋工程有限公司的重大件码头（见图 38-5）有 800m 长的码头岸线，水深 9m，采用 900t 桥式起重机，能够装卸船舶运载的大型物件，以及进行船舶的设备安装。该桥吊设于主厂房边至码头，净跨度为 33m，高度为



图 38-5　南通某海洋工程公司重大件码头

38m。该公司的产业定位是海洋工程装备制造，目前主要生产LPG船、液罐及液化系统、海工起重机和海工模块等。该桥吊大车运行的轨道梁采用桁架式钢结构，长度近百米，设有26根立柱。桥吊采用双小车形式。司机室在桥吊的一端。

国外重大件码头采用桥吊装卸工艺的典型案例是德国HTD重大件码头。该重大件码头位于德国杜伊斯堡的港口，码头配备有2×125t共250t的起重能力的桥吊，采用双小车形式。吊钩起升高度约为13.5m，桥吊由DEMAG(德马格)公司制造。HTD是当地重要的物流枢纽，码头的最大起重转运能力可达到500t，可以完成重件的内河船舶和近海转运装卸运输服务，并与铁路和公路进行组合运输。起吊的货物种类包括救生艇、重大件货物、起重机钢结构架、出口集装箱等。如图38-6所示，桥吊大车运行的轨道梁为箱形钢结构框架，江侧的两个门腿支承在水中的两个墩柱上，陆侧的门腿设置在仓库内。桥吊可以将货物直接卸到陆侧的车道上运走，或将桥吊开进仓库内将货物暂时存放起来；也可以从仓库内将货物吊运装载到船上。



图38-6　德国杜伊斯堡重大件码头

3）悬臂式钢结构基础桥式起重机

中铁九桥工程有限公司于2007年投资建设了可停靠5000t级船舶重型起重码头（见图38-7），2008年投入使用。根据码头自然条件和装卸工艺要求，码头选址于工厂西侧沿江路口。该重件码头采用2台400t桥吊及1台63t桥吊装卸工艺，桥吊平行江岸布置，大件从桥吊正面栈桥进入，由桥吊将大件从平板车上吊放到大件驳船上。该码头由运输栈桥、码头桁架与横跨码头桁架上跨距为39.5m的桥吊组成。运输栈桥作为运输台车运行的通道，由两平行的栈桥组成，两条栈桥中心间距30m。栈桥上部结构采用型钢混凝土组合梁，梁高2.5m，跨度20.5m，江侧下部结构采用2根ϕ1200mm钻孔灌注桩及盖梁组成的排架结构，岸侧桥台采用4根ϕ1000mm钻孔灌注桩桥台。码头桁架采用钢管结构混凝土柱和悬臂钢箱梁结构。钢管结构柱采用10×ϕ720mm钢管立柱，平连及斜撑采用8×ϕ299mm钢管，钢管立柱内充填C30

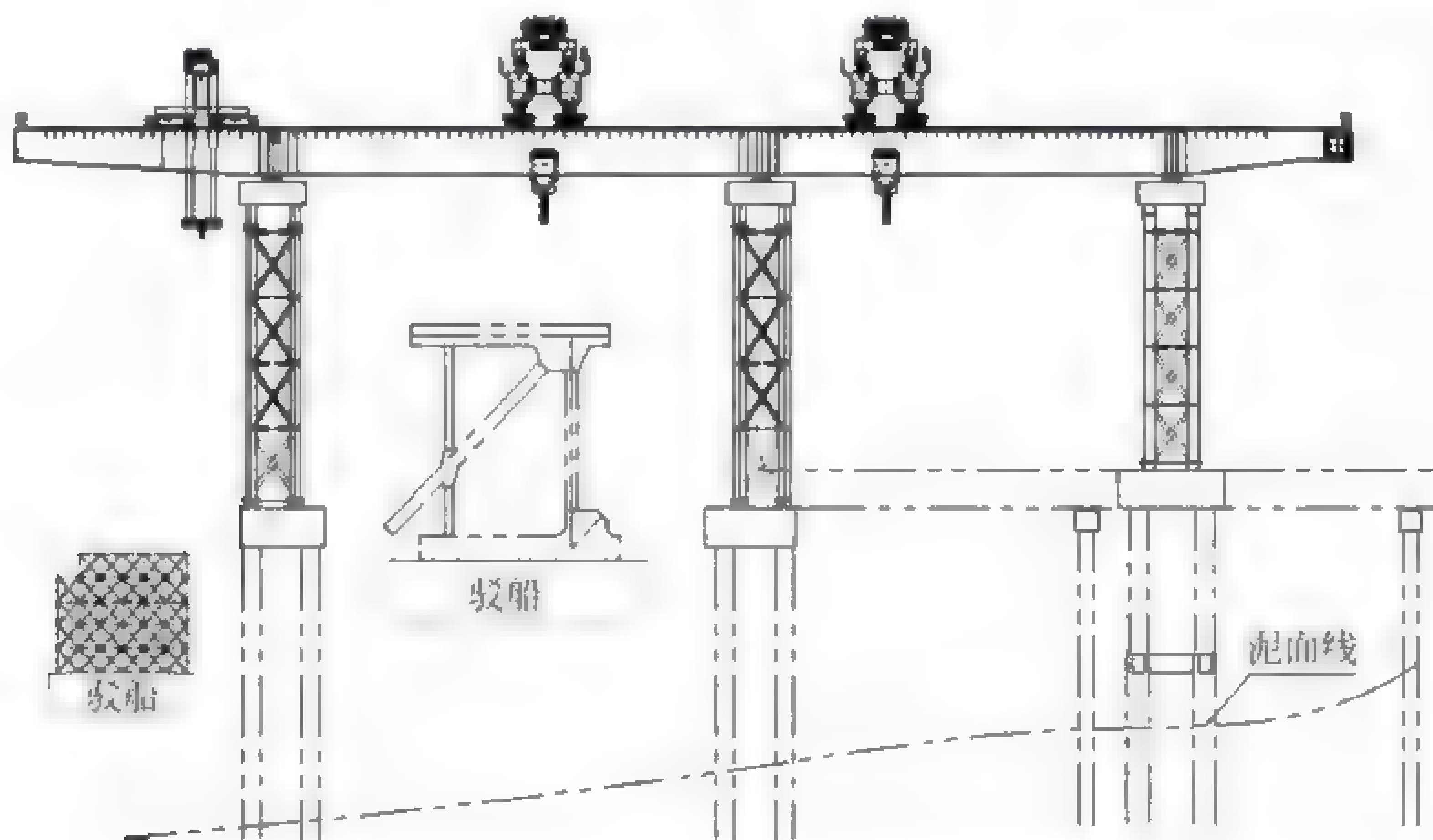


图38-7　中铁九桥800t桥吊重型起重码头

混凝土。钢箱梁采用悬臂钢箱梁。桁架基础采用6根ϕ1500mm钻孔灌注桩。桥吊共3台，分别为2台400t重型桥式起重机和1台63t轻型桥吊，63t桥吊布置在江侧，每台重型桥式起重机设有两个小车，每个小车的起重量为200t。2台400t重型桥吊额定起升能力为4×200t。

长江上游某船舶柴油机厂自用的1000t级重大件码头(见图38-8)，水工建筑物采用高架栈桥式，栈桥与复装车间主跨相连。栈桥中心线与复装车间轨道中心线重合，两栈桥中心距为27.5m，栈桥长87.8m，栈桥与后方复装车间主跨相连并跨越防汛堤。码头前沿线与长江水流方向基本一致，距防汛堤70m。水中桥式起重机主墩兼作靠船墩。重件码头配备250/50/10t桥式起重机，用于柴油机复装及运输。桥吊基础的前伸为悬臂式，前伸距为22.8m。



图38-8　某船舶柴油机厂自用重大件码头

由交通运输部水运科学研究院研发的四川宜宾港重大件码头位于宜宾港志诚作业区，配置有1台1000t多功能起重设备(见图38-9)，其由重型桥吊和轻型桥吊构成，能够完成1000t以下重大件陆水中转作业，也能够完成40ft标准集装箱装卸船作业。桥吊的跨距为43m，其大车的轨道梁采用钢结构框架基础形式，门架基距为45m。四个门腿分别伫立陆域和水域，水域两个支腿支承在江中筑起的两个水工支承承台(墩柱)上，主梁横跨陆域和水域，江侧两个墩柱采用钢筋混凝土结构，柱身混凝土强度等级为C35。重大件陆水中转装卸作业时，重大件通过平板车运输到重件码头，停放在1000t多功能起重设备跨内，重型桥吊通过起升机构钢丝绳吊钩组将重大件起升，自行式小车运行机构驱动重型桥机沿主梁轨道带载运行，至水域门腿悬臂端，运行机构动作停止，起升机构将重大件下放到驳船上。轻型桥吊可用于装卸集装箱和件杂货。

38.2.2　机型分类

1. 按大车是否移动分类

(1) 固定式桥式起重机(无大车运行机构)；

(2) 移动式桥式起重机(有大车运行机构)。

2. 按起重小车数量分类

(1) 单小车桥式起重机；

(2) 双小车桥式起重机；

(3) 多小车桥式起重机。

3. 按取物装置分类

(1) 吊钩桥式起重机；

(2) 多用途桥式起重机。

4. 按操作方式分类

(1) 司机室操纵式桥式起重机；

(2) 地面有线操纵式桥式起重机；

(3) 无线遥控操纵式桥式起重机；

(4) 多种方式操纵式桥式起重机。

目前，吊装重大件的桥吊多为司机室操纵、单或双小车吊钩桥式起重机。

38.2.3　主要零部件和系统

大件桥吊由金属结构、起升机构、小车运行机构、大车运行机构、司机室、电气系统和安全保护装置等构成。

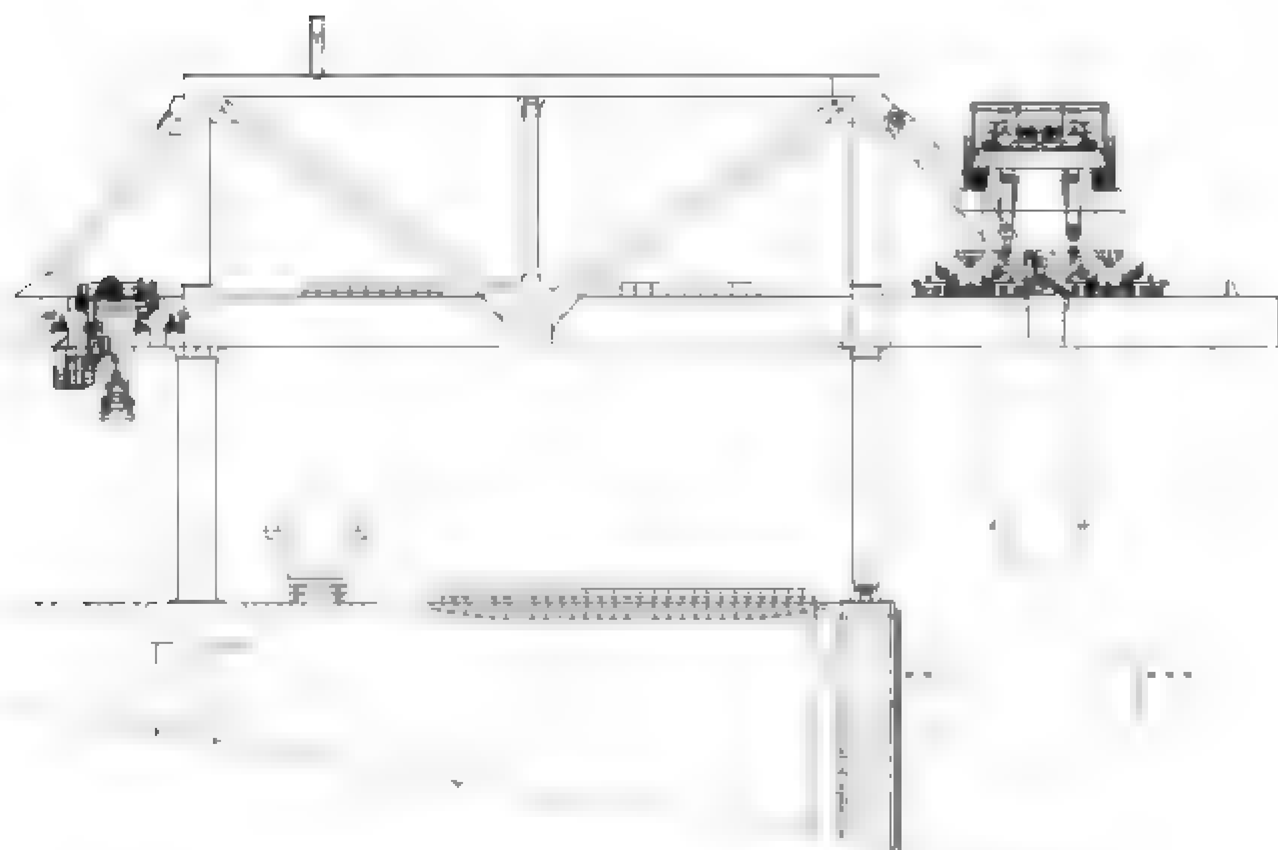
1. 金属结构

大件桥吊的金属结构主要包括大车架主梁、端梁，小车架主梁、端梁，以及大车台车和小车台车架等。金属结构采用钢板焊接结构形式，结构的截面形式多为箱形。金属结构如图38-10所示，图中L为跨距，B为基距。

1) 大车主梁和端梁

主梁上面铺设小车运行机构的轨道，有三种形式，即正轨、半偏轨和偏轨。

正轨箱形梁(见图38-11(a))的主梁外侧一般需设置走台用于放置设备和人员通行，走台支承于主梁外侧，并需装设栏杆。正轨箱形梁



(a) 码头立面图



(b) 码头重大件桥式起重机

图 38-9　宜宾港重大件码头

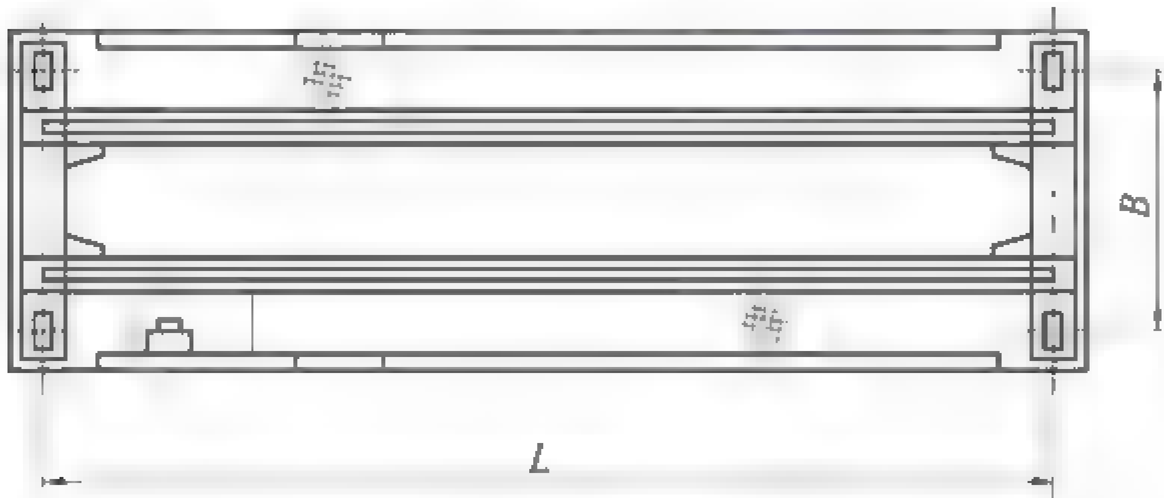


图 38-10　桥吊金属结构

零部件少，便于自动焊。由于其轨道布置在两腹板中间，上翼缘板承受较大的局部弯曲应力，为防止上翼缘板弯曲，需设置短横隔板。

偏轨箱形梁（见图 38-11(b)）一般不需单独设置走台，可利用主梁上平面作为走台，只需在偏轨的主梁另一侧设置栏杆即可。

半偏轨梁其轨道布置介于正轨梁和偏轨梁之间，不再赘述。

大件桥吊的轨道一般为偏轨形式布置，轨道布置在翼缘板的正上方。

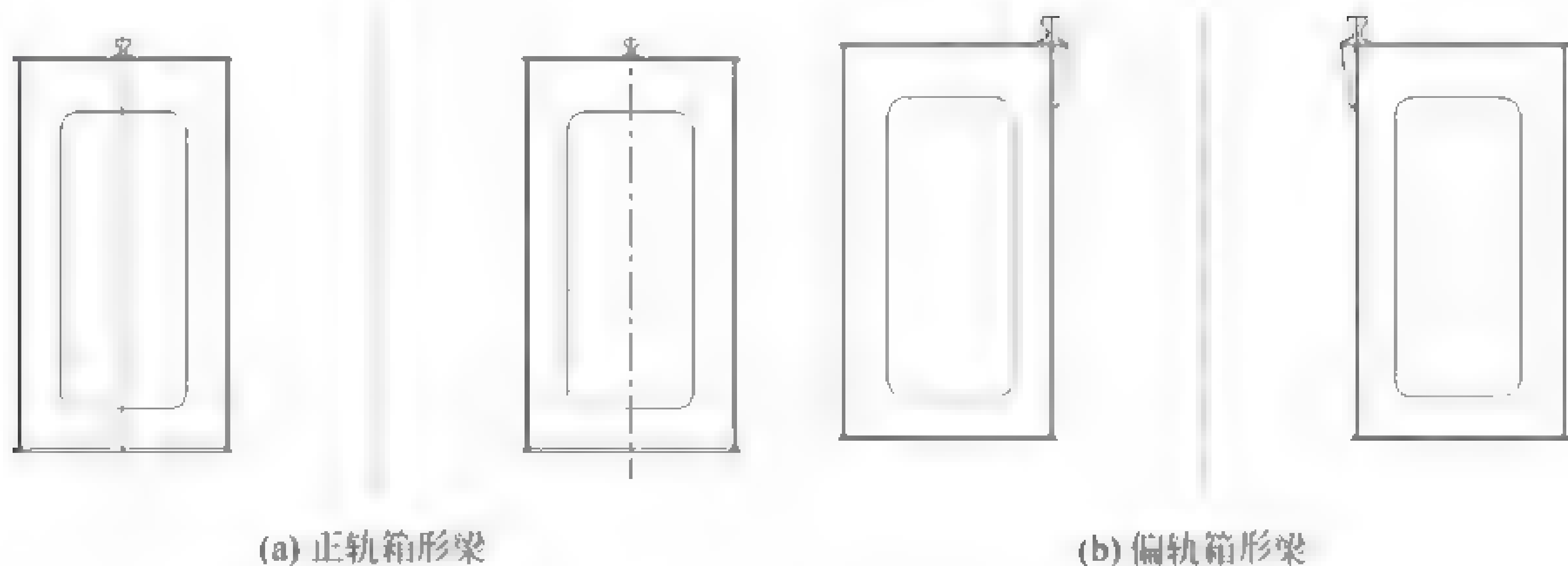


图 38-11　主梁截面形式及轨道布置示意图



图 38-12　主梁的外形尺寸

主梁的外形尺寸(见图 38-12)主要取决于起重量和跨度,一般由强度理论公式或有限元计算得出尺寸。主梁两端与端梁连接,主梁两端高度和端部变截面区长度通常取为

$$H_1 = (0.4 \sim 0.6)H \qquad (38\text{-}1)$$

$$l_1 = \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{4}\right)L \qquad (38\text{-}2)$$

大件桥吊的起重量较大,一般每个支点有多个车轮,端梁通过平衡梁与车轮组将主梁支承在轨道上。端梁同平衡梁的连接形式一般采用销轴铰接结构形式。

2) 小车架

小车架一般为箱形焊接结构,由两根或多根横梁及两根端梁组成框架结构,典型结构形式见图 38-13。小车架位于桥吊的最上端,重心较高,重量较大,结构复杂。小车架端梁通过平衡梁与车轮组相连,支承小车和起吊货物。小车架平台上主要布置起升机构,并应有栏杆和安装、维修空间。室外工作的小车架一般还设有防雨罩。

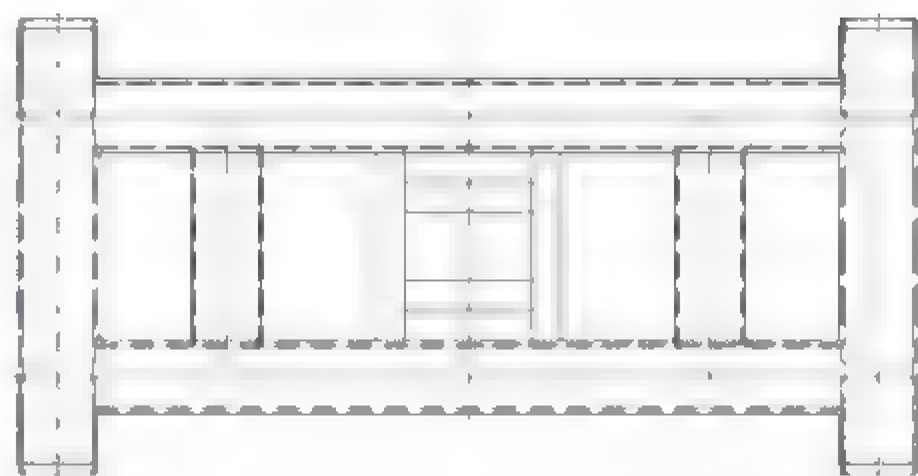


图 38-13　大件桥吊的典型小车架结构形式

3) 梯子平台

桥式起重机应设置梯子平台,以便于上下司机室和检修。正轨箱形梁的走台一般布置成悬臂式,走台板下加一斜撑,以保证走台有足够的刚度,走台面一般低于主梁上翼缘板。偏轨箱形梁的走台利用主梁上平面即可,不需另设走台。梯子、走台和栏杆的外形尺寸应满足 GB 6067.1—2010 的规定。

2. 起升机构

起升机构一般由驱动装置、钢丝绳缠绕系统、取物装置和安全保护装置构成。驱动装置包括电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒等部件。钢丝绳缠绕系统包括钢丝绳、多层钢丝绳导绳装置、定滑轮和动滑轮。取物装置有吊钩、吊具、吊梁等形式。安全保护装置有超负荷限制器、起升高度限制器、下降深度限位器、超速保护开关等。

1）起升机构的驱动装置

大件桥吊的起升机构一般采用电动机驱动。起升机构的驱动装置均采用电动机轴与卷筒轴平行布置，见图38-14、图38-15。大件桥吊的起升机构，由于起升速度相对较慢，减速器的传动比较大，一般采用减速器输出端加一级开式齿轮的方式。起升机构固定在小车架上，要求小车架具有足够的精度和刚度。

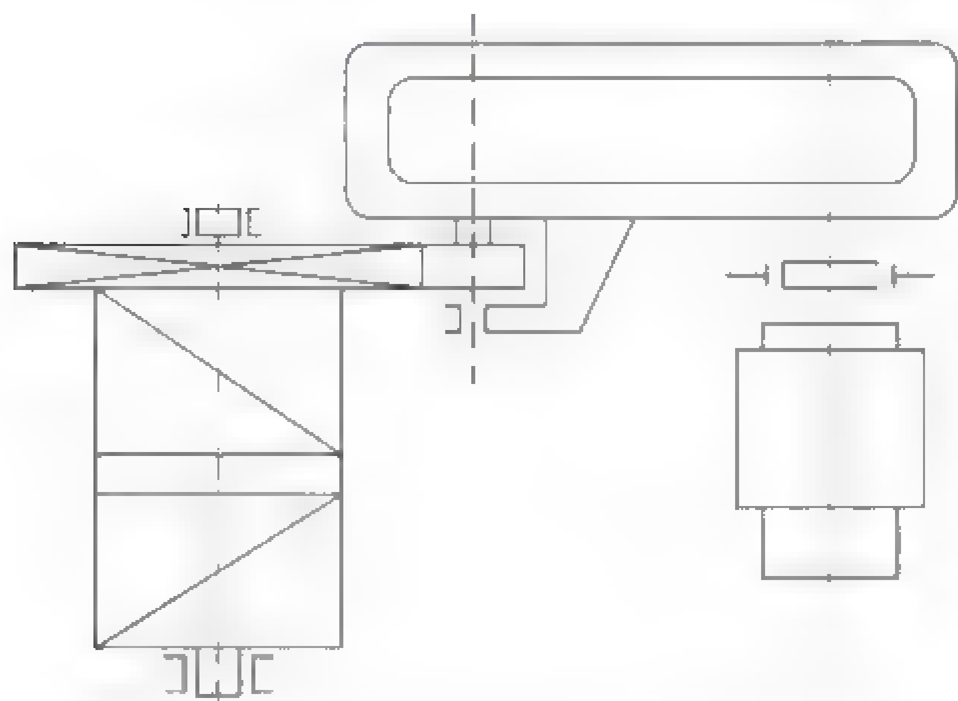


图38-14　大件桥吊的典型起升机构布置形式

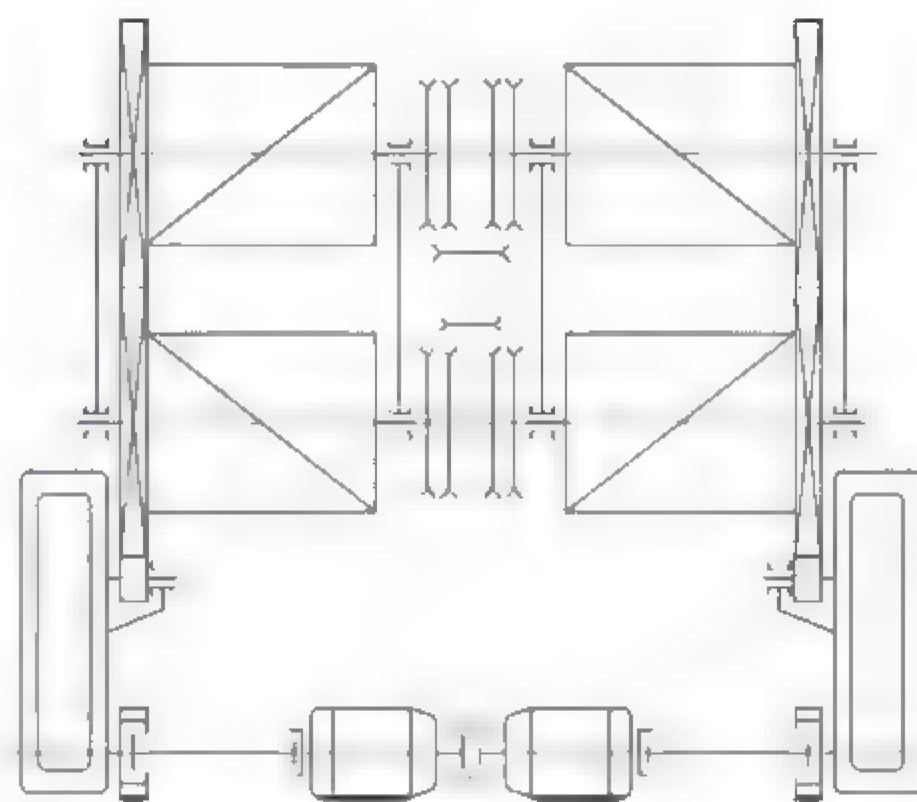


图38-15　大起重量桥吊的起升机构形式

平行轴线布置起升驱动装置如图38-16所示。起升机构的制动器安装在高速轴上，为了保证制动的安全可靠，高速轴制动器一般选配两个，分别布置在电动机和减速器间的联轴器上及减速器高速轴的另一端。另外，卷筒上一般装有低速安全制动器，多为钳盘式，液压驱动，在高速制动器失效的情况下可使起升重物停在任一高度位置，在断电或紧急停止时能立即制动卷筒。低速制动在正常工作时，只在高速制动器将机构停止后才投入制动，而在起吊物品失速或起重机因故紧停时，必须立即制动。

桥吊的联轴器一般选用鼓形齿式联轴器。

2）钢丝绳缠绕系统

大件桥吊的起升高度较大，起升绳倍率大，当起升高度超过20m时，一般要特殊考虑，选择合适的缠绕方案。

（1）加大卷筒直径或长度

此方案简单易行。但过度加大卷筒直径会

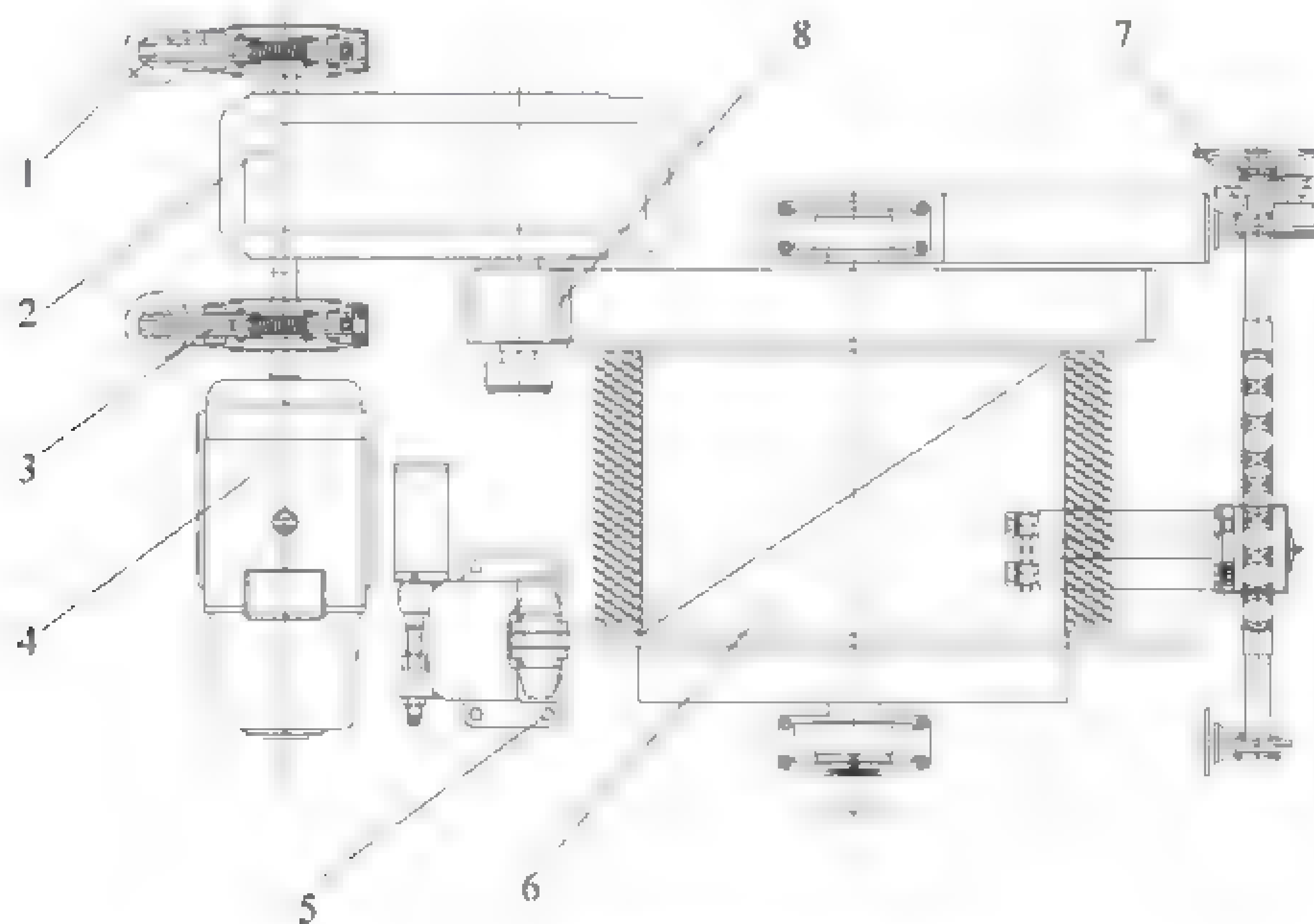


图38-16　平行轴线布置起升驱动装置

1—高速轴制动器Ⅰ；2—减速器；3—高速轴制动器Ⅱ；4—电动机；5—低速制动器；6—卷筒；7—排绳器；8—开式齿轮

使起升机构高度加大，而增加卷筒长度会导致钢丝绳对滑轮和卷筒绳槽偏斜角增大，从而加剧钢丝绳磨损，甚至会引起钢丝绳跳槽或滑轮绳槽加剧磨损，另外还会加大小车的外形尺寸，因此此方案的局限性较大。

(2) 减小滑轮组倍率

适当减小倍率能减少钢丝绳在卷筒上面的绕绳量，并不增加机构外形尺寸，在对起升机构外形尺寸有限制的场合更为有利。但卷筒受力增加，钢丝绳直径加大，减速器传动比也要增加，也有一定的局限性。

(3) 普通双层缠绕

双层缠绕是将两根钢丝绳绳端固定于卷筒中部，起升时钢丝绳从中间向两头绕于卷筒绳槽中，绕满碰到端壁时，由于钢丝绳拉力的水平分力指向当中，钢丝绳向当中返回绕第二层。该方案构造简单，但钢丝绳的偏斜角不能大于3°，否则第二层钢丝绳排列不整齐，磨损也厉害，适用于不频繁使用的场合。

(4) 多层缠绕

多层缠绕时为使钢丝绳在卷筒上排列整齐，通常采取以下措施：

① 卷筒避开螺旋绳槽，保证第一层钢丝绳整齐排列；

② 采用压绳器，压辊可为圆柱形或中间粗两头小的圆锥形；

③ 采用排绳器；

④ 采用折线卷筒与凸台阶梯挡板。

压绳器一般采用双向螺杆排绳器(见图38-16件7)，卷筒旋转通过链条链轮带动螺杆旋转。螺杆有左右双向螺纹凹槽，左右螺纹在螺杆两头互相衔接过渡形成封闭回路。因此导向滚轮在螺杆上来回移动，拖动钢丝绳随卷筒的缠绕沿螺杆滑动；当导轮运行到一端尽头时，螺杆驱动转换旋转方向，导向滚轮反方向运行，这样反复导向，保证钢丝绳的多层顺利卷绕。

除了双向螺杆排绳器外，还有单向螺杆形式的排绳器。单向螺杆排绳器一般通过离合器控制螺杆转动，并由控制系统实现自动换向。

要使钢丝绳在卷筒上均匀缠绕，卷筒转一转时，钢丝绳应能移动一个缠绕节距，因此，必须保证卷筒与排绳器调整箱出轴之间具有准确的传动比，以使排绳导向滚轮在双向螺杆走过的距离与钢丝绳实际的缠绕绳距相匹配。

3. 运行机构

运行机构用以支承起重机(大车或小车)本身质量和起升载荷，并使起重机(大车或小车)前后运行。根据工作要求，运行机构可以设计成工作性机构，也可以设计成调整性机构。虽然两种机构的传动方案没有显著差别，但工作性机构是带着起升载荷运行的，构成了起重机工作循环时间的一部分，影响起重机生产率，因此，一般速度较高，机构功率也较大，零部件计算也要考虑动载荷。调整性机构是调整起重机工作位置的运动，运行速度低，使用较少。

运行机构包括支承运行装置和驱动机构两部分。大件桥吊的运行机构包括大车和小车的运行机构，其结构和驱动形式基本相同。均为有轨运行机构。

1) 支承运行装置结构

大件桥吊在混凝土或钢结构支承的轨道上滚动运行，其优点是支承能力大、运行阻力小、运行平稳、冲击小。大件桥吊采用四点支承，当起重量过大时，每个支点的压力大于1个车轮的允许轮压时，通常用增加每个支点车轮数目的方法来降低轮压。为使每个车轮的轮压均匀，通常采用平衡台车式的支承装置，如图38-17所示。

常用的八轮和四轮车轮组示意图见图38-18和图38-19。

图38-18和图38-19所示的支承运行装置均为单轨支承运行。中铁九桥工程有限公司在其400t桥吊上采用了单侧双轨的大车运行机构，布置见图38-20。其优点是大车布置紧凑，运行方向尺寸小，双轨均布置在支承梁的腹板上面，受力均匀。

2) 驱动机构

一般工作性运行机构驱动车轮轮数取为总车轮数的一半，而某些运行速度较高的运行机构(尤其是小车运行机构)，为了减少启、制动

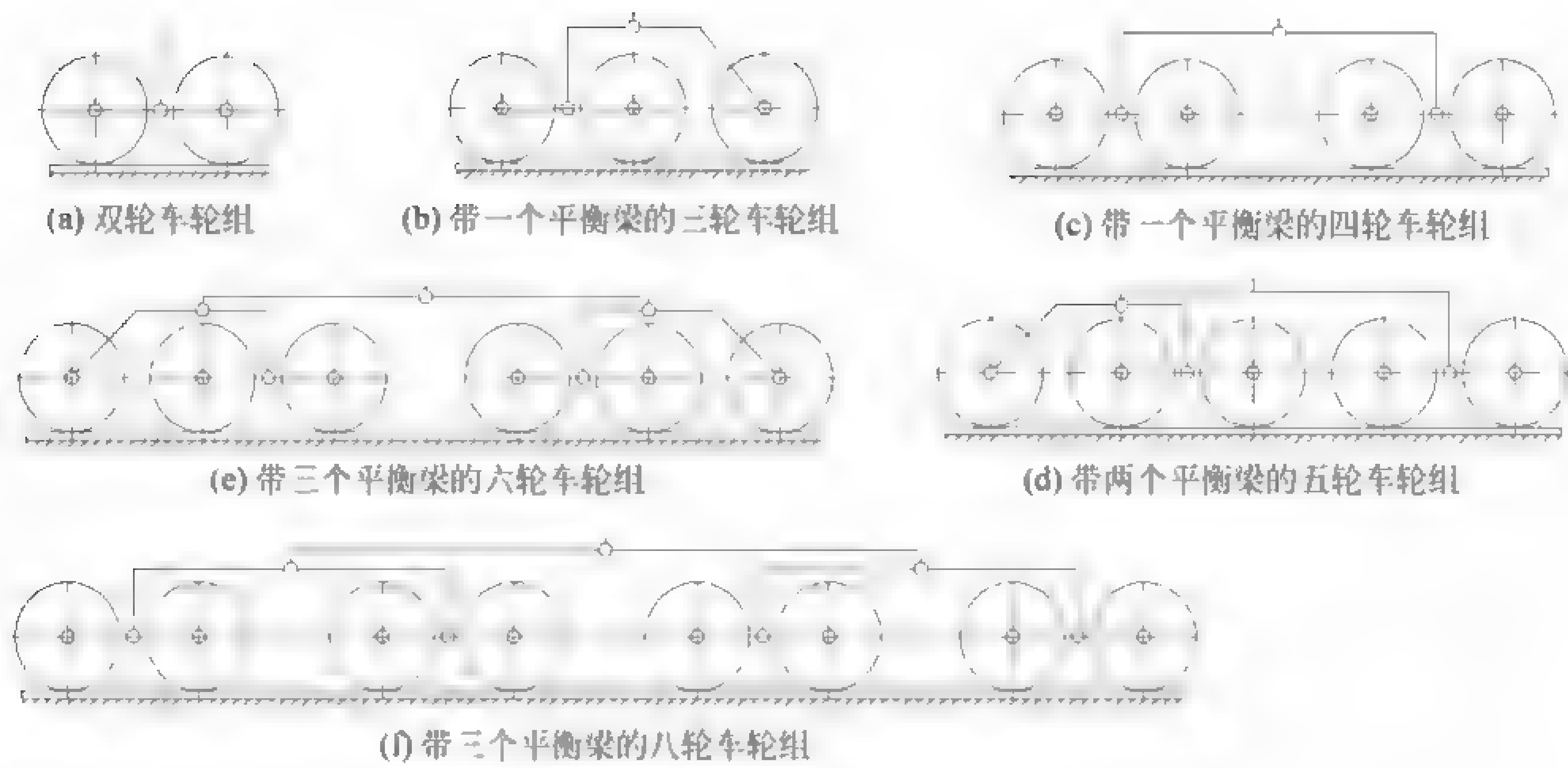


图 38-17　运行台车轮压平衡示意图

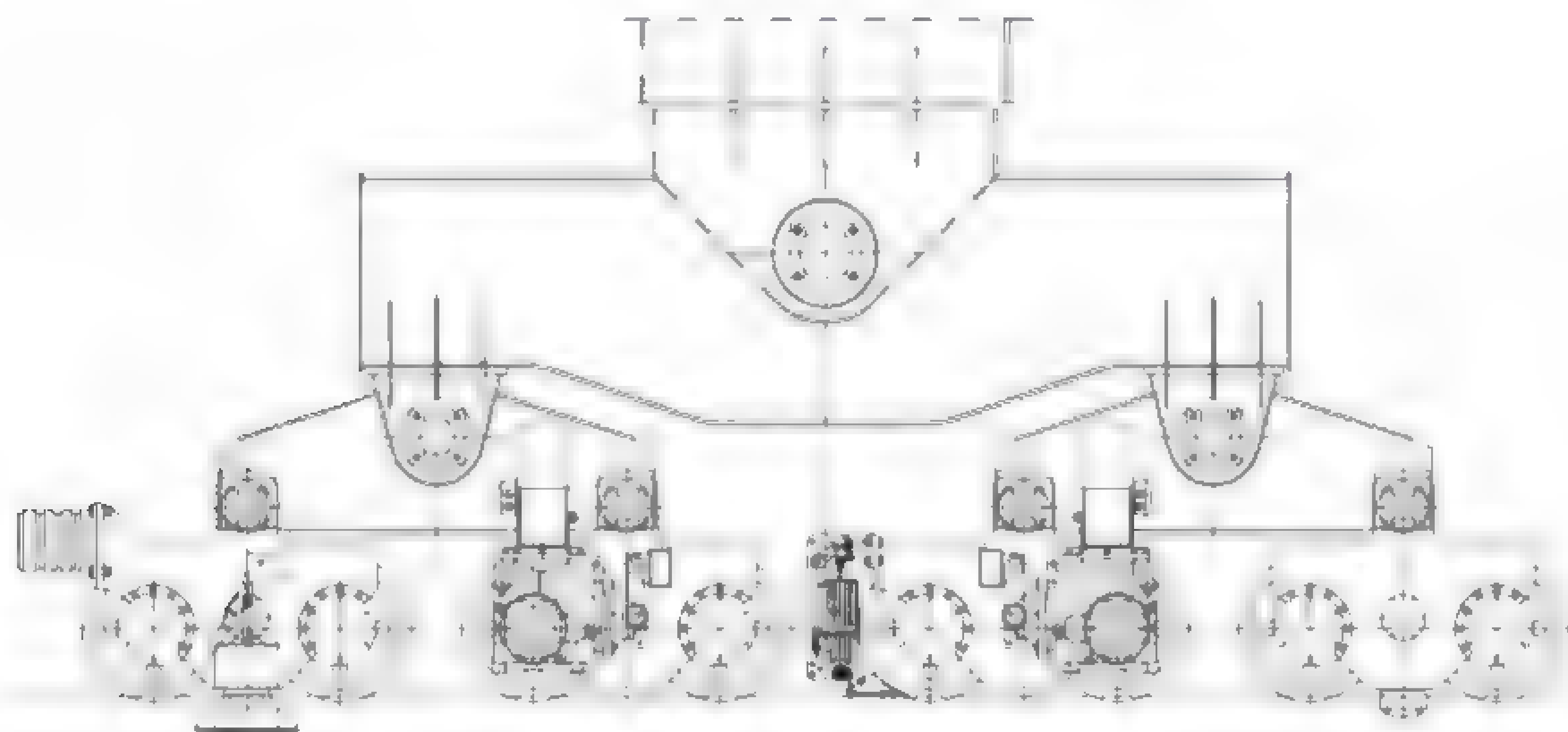


图 38-18　平衡梁八轮车轮组示意图

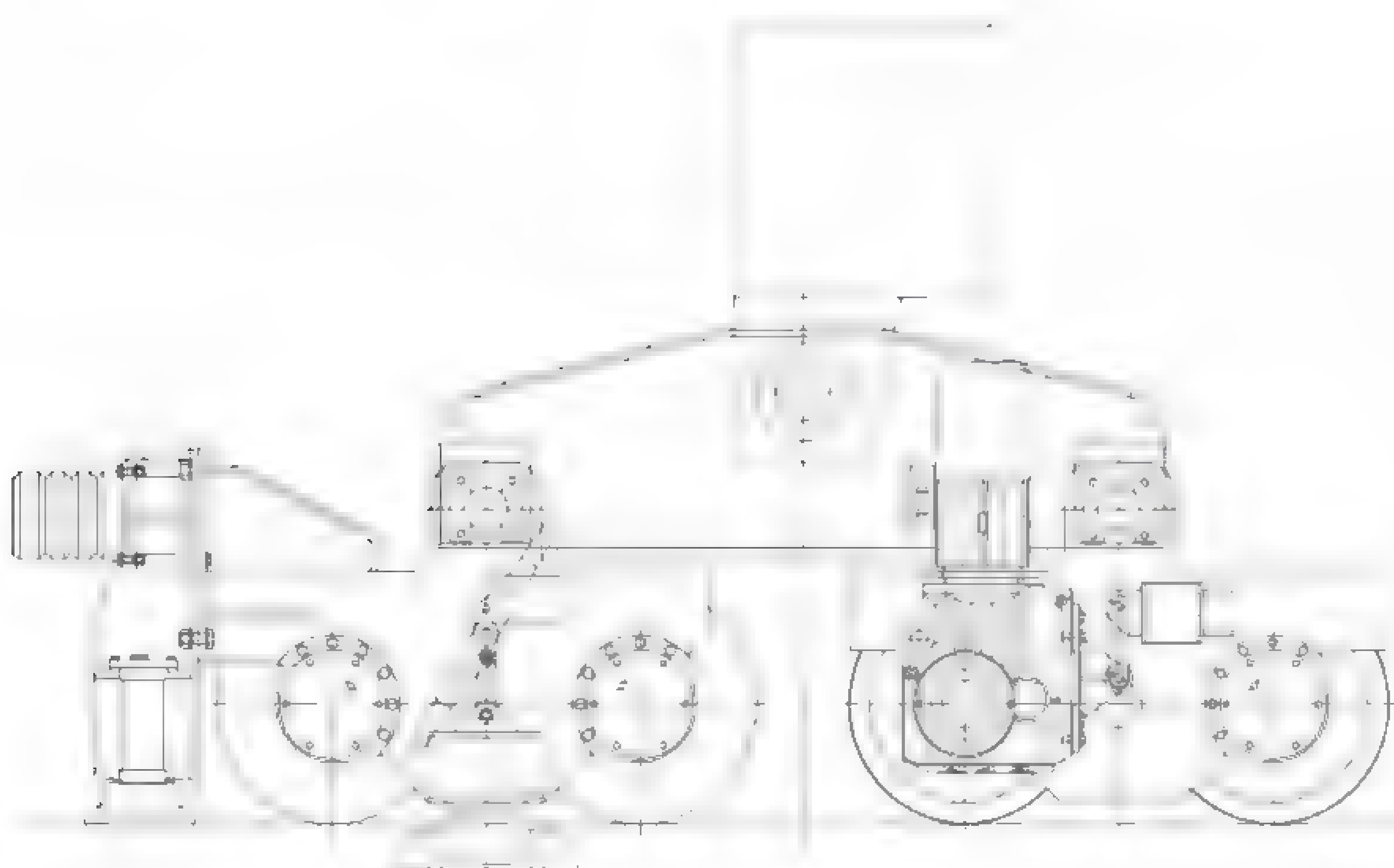
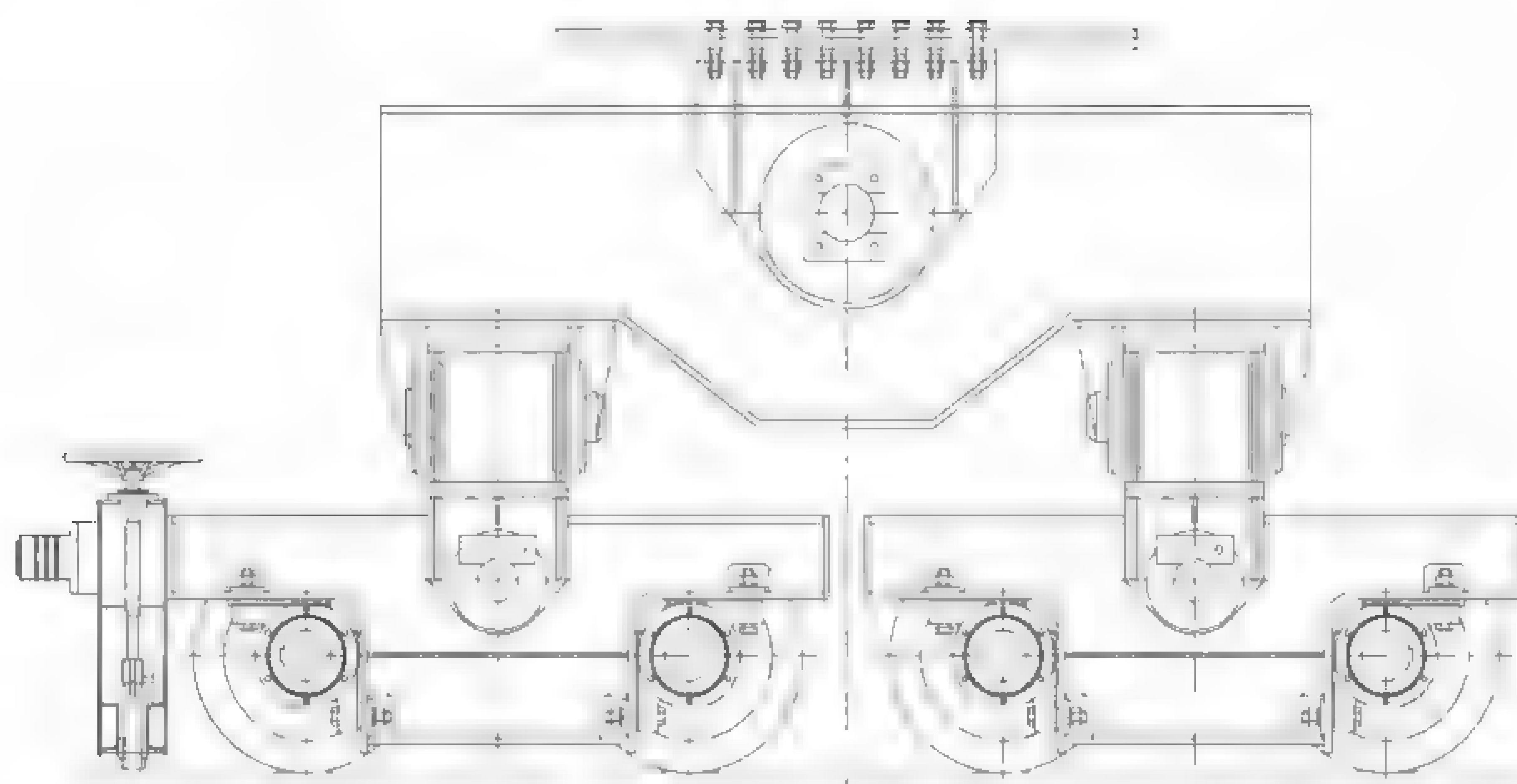
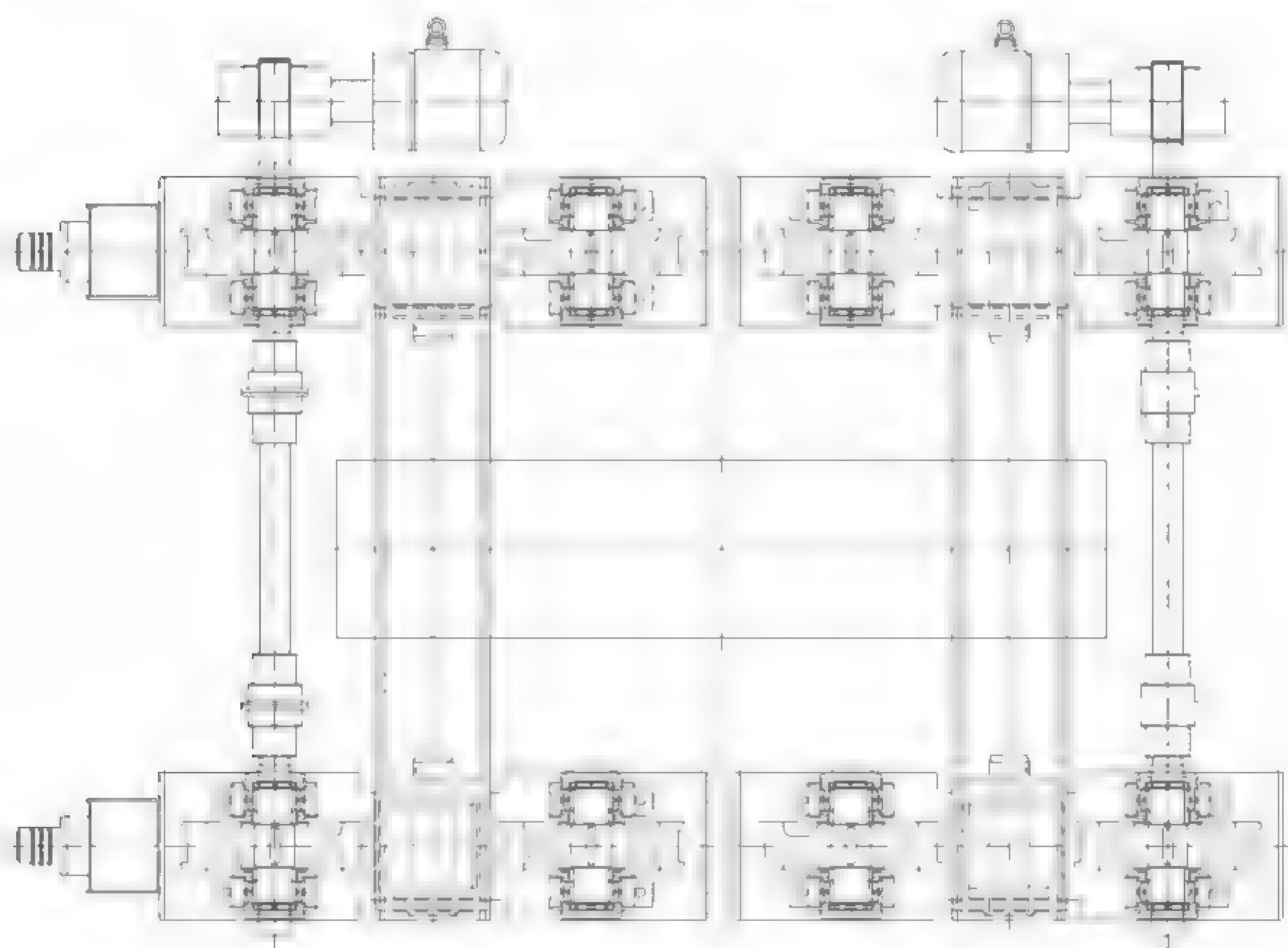


图 38 19　平衡梁四轮车轮组示意图



(a) 双轨大车运行机构主视图



(b) 双轨大车运行机构俯视图

图 38-20 单侧双轨大车运行机构

时车轮打滑现象，可驱动所有车轮。驱动装置的布置可以设在两侧的一个支点上(对称布置)，每个支点的车轮数目较多时，较合理的方案是每支点驱动一半车轮。

驱动机构按照驱动装置布置形式的不同分为集中驱动和分别驱动。

(1) 集中驱动

集中驱动形式(见图 38-21)主要用于早期生产的一些桥式起重机的小车运行机构。由于集中驱动的传动零部件多、自重大、安装复杂、成本高、维修不便，目前已很少采用。

(2) 分别驱动

① 传统分散布置

传统分散布置主要有电动机、制动器、减速器和车轮等几个部件相组合的驱动形式，体积大，重量大，安装要求高，也易受小车架或门

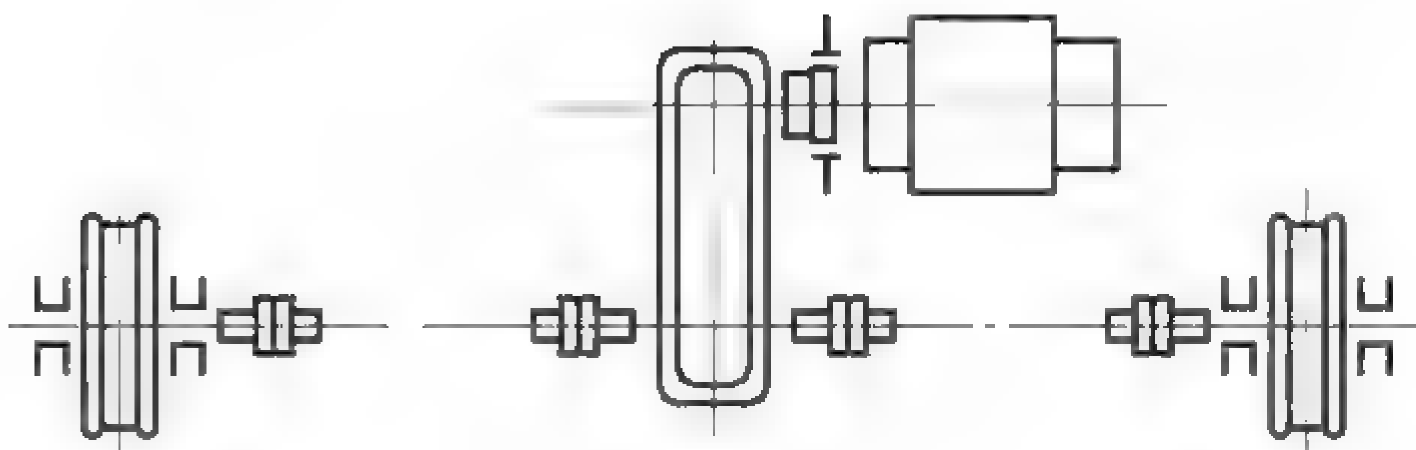


图 38-21　集中驱动形式

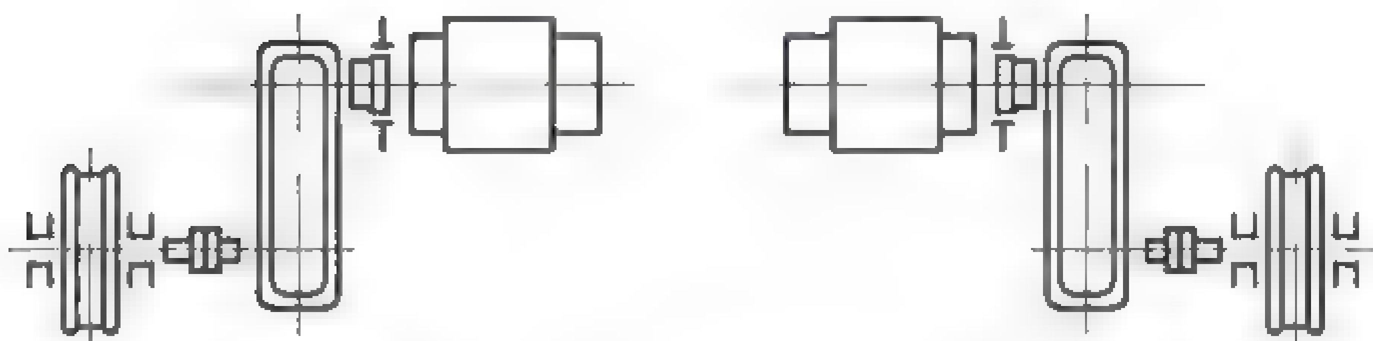


图 38-22　两套独立的驱动装置

架变形的影响。

两边车轮分别由两套独立的无机械联系的驱动装置驱动，见图 38-22。与集中驱动相比，该方案省去了中间传动轴，自重轻，部件分组性好，安装和维修方便，在起重机的运行机构上应用广泛。

大件桥吊的大车运行机构可装在走台上，采用带浮动轴的分别驱动装置，见图 38-23，安装和维修更加方便。

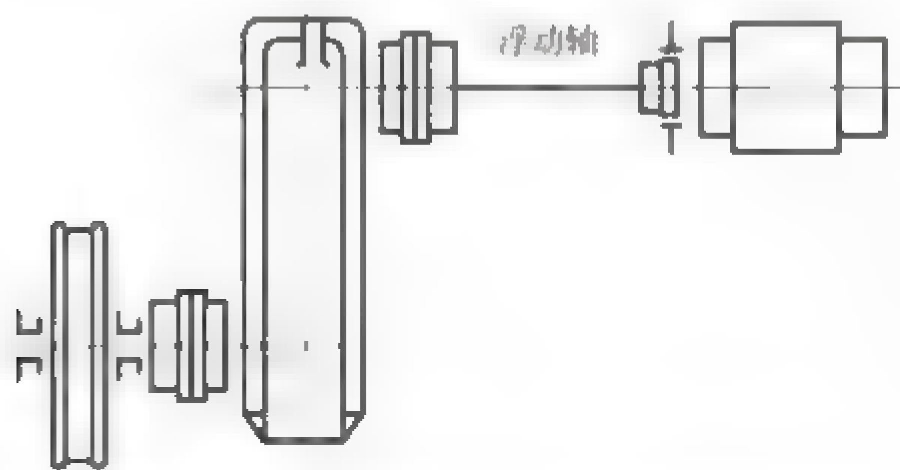


图 38-23　带浮动轴的大车驱动装置

图 38-24 所示为标准的立式减速器驱动形式。

② 三合一减速电机驱动形式

三合一减速电机驱动形式（见图 38-25）即电动机、制动器、减速器合并组装成一个部件，可使运行机构非常紧凑，体积减小，重量减轻。目前三合一装置在国内外的减速器厂家均有定型的标准产品。由于三合一装置只通过一

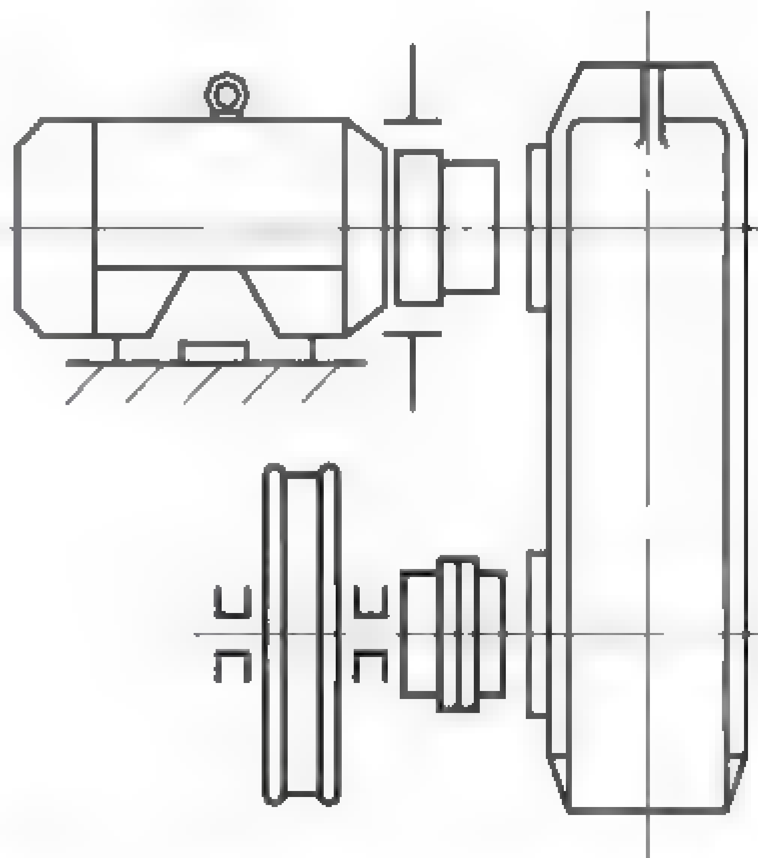


图 38-24　标准立式减速器驱动装置

个固定铰支座与车架连接，输出端采用花键或锁紧盘与车轮轴相连，安装调试十分方便，受车架变形的影响也小。减速器齿轮采用硬齿面，能够减小体积，提高承载能力，增加使用寿命。

采用三合一驱动形式，驱动轮可设为总车轮数的二分之一，或全部车轮均为驱动轮，结构紧凑，布置方便，重量轻，组装性好，机构安装与走台无关，不受走台变形的影响。

为避免驱动轮打滑，可采取的措施有：增加驱动轮数目，以增大驱动轮轮压，增加黏着力；从机构布置上使驱动轮轮压大一些；运行机构的电动机应选择适当，功率不能过大；司

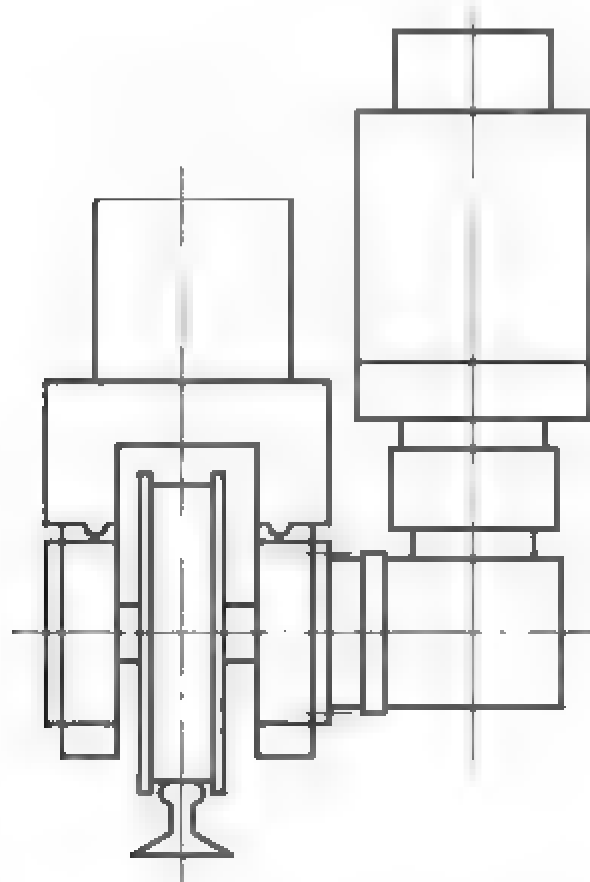


图 38-25 三合一减速电机驱动形式

机操纵缓慢启动等。

4. 取物装置

大件桥吊的取物装置主要为吊钩组（参见8.2节），根据起重量的不同选用合适的吊钩组。大件桥吊一般选用双钩。

吊钩组的选型应考虑滑轮组的倍率、钢丝绳分支数、钢丝绳偏角、整体外形尺寸的限制等因素。典型的桥吊使用的吊钩组见图 38-26。

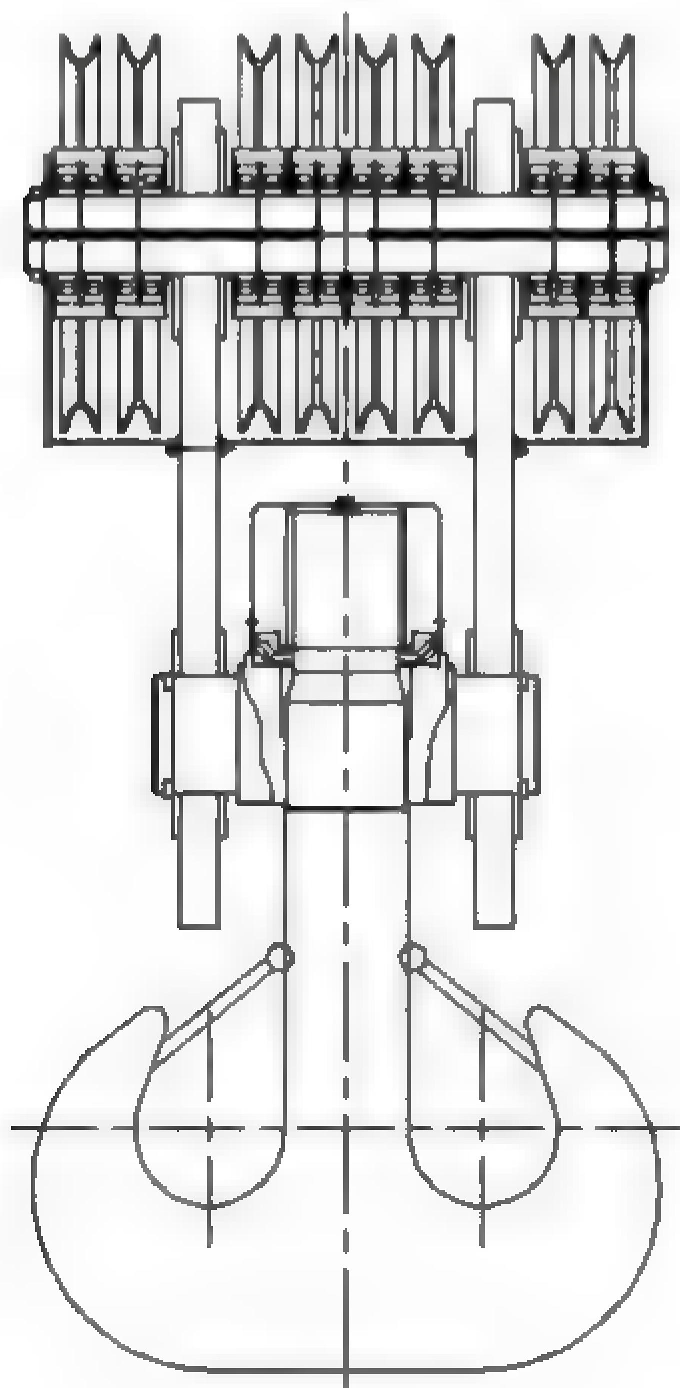


图 38-26 典型吊钩组

大件桥吊的吊钩应符合 GB/T 10051.1—2010～GB/T 10051.15—2010 的相关规定。

5. 司机室及操纵系统

司机室是操纵桥吊的场所，司机室的布置和构造应保证司机具有良好的视野。大件桥吊的司机室一般固定在桥吊结构架的一侧，应避开移动的障碍物。

司机室内布置有联动台、座椅及各类操作和显示仪表。司机室应保证足够的操作和检修空间，一般应能容纳两人，需配备冷暖空调，内部尺寸（长×宽×高）宜大于 2m×2m×2m。

司机室的结构应具有足够的强度和刚度。为了保证视野满足作业要求，玻璃窗的设置应保证司机坐着能看到桥吊的取物装置在任何位置的工作情况，玻璃应为安全玻璃。玻璃窗的设计应考虑清洗外部玻璃的方便性和安全性。在一些视野受限的区域，应加装摄像头等监控，并在司机室内操作人员视线范围内设置显示器，以清楚地显示监控区域，保证操作的安全。

6. 电控系统

电控系统包括桥吊所有电气设备的驱动和控制系统。电控系统由 PLC 或工业控制计算机、触摸屏、变频器、电动机等电气设备及其控制系统组成。

1）电气设备

桥吊电气设备的选择应具有先进性、可靠性。电气设备的布置应充分考虑维修操作安全方便。所有电气设备元件必须满足有关规范标准的要求，达到所要求的性能指标，满足机构工作级别和起重机安装地环境条件。所有电气设备、元件必须有防尘、耐腐蚀、耐热、去湿措施。

桥吊起升、小车、大车所用动力采用 380V 交流电，电动机的选用必须保证整机在全负荷下突然加速或减速时电压、频率的波动不超出变频装置及可编程序控制器（PLC）装置对电源波动的限制。起升、大车、小车机构一般均采用变频控制。

桥吊所有的电气保护、安全联锁、限位、信号指示、报警、故障检测装置应符合

GB/T 3811—2008的设计要求。同时还应具备照明、电源插座、通信、扩音等设备。

2）桥吊状况监控

桥吊具有对电控系统状况监控的功能。

电气系统及子系统的状态与操作日期，所有对起重机固有功能起关键作用的基本元件，都应进行实时监控。任何电控系统与元件是否异常，应立即显示在屏幕上。

所有电动机的操作电压、电流及速度需进行监控。所有安全联锁装置、制动器、换气扇、电气房与司机室的空调、急停开关等的开关状态及故障应显示在屏幕上。

3）故障诊断

设备状态数据应储存起来并易于回查，以方便事故与故障诊断。故障前及故障发生时所选择的起重机功能信息也应进行存储。

系统提供故障诊断与帮助屏幕，以向使用者或技术人员提示故障种类及排除措施；有的系统能够智能查询以缩小故障范围到具体的元件、联锁装置及开关等。帮助屏幕上的信息应包括：示意性的图号、软件页号、元件位置及排除故障可能采取的措施等。

故障诊断与帮助信息的设计，应使使用者或技术人员在短时间内排除故障或确定一个主要故障的种类。简单的故障信息应显示在司机室的液晶显示屏上。

7. 安全保护装置

大件桥吊通常为室外露天工作，应具有以下主要安全保护装置。

1）防爬装置

桥吊大车两侧各装有两套沿轨道方向的防爬装置，以防起重机工作时因突发大风引起的起重机滑行。防爬装置与运行电动机电气联锁。

2）锚定装置

在大车两侧各装一套锚定装置，不使用时必须将桥吊停放在锚定区插板闸下锚定。锚定装置与运行电动机电气联锁。小车的锚定装置采用相同方式设置。

3）风速、风向报警仪

风速、风向报警仪由报警仪接通信号灯，风速显示仪安装在司机室内。正常风速时为绿灯，大风时，黄灯显示，蜂鸣器同时发出音响，通过按钮，可以消除音响。当超过最大工作风速时信号为红色，可设置为切断大车电源及报警。风速报警值应根据各个用户或地区的不同气象条件来设置。

4）大车运行纠偏

桥吊的大车除了有驱动系统的同步控制外，桥吊的两侧运行台车上可装设数组可靠的可调水平滚轮，以确保起重机不会发生偏行啃轨现象。设置斜行报警装置及自动纠偏装置。斜行校正装置的功能一般设置如下：

(1) 桥吊的大车运行两侧偏差小于大车跨度的0.1%时，斜行校正装置不动作。

(2) 桥吊的大车运行两侧偏差大于大车跨度的0.1%、小于大车跨度的0.2%时，斜行校正装置进行自动斜行校正。

(3) 桥吊的大车运行两侧偏差大于大车跨距的0.2%、小于大车跨距的0.3%时，斜行校正装置进行慢速斜行校正，同时在司机室发出声光报警。

(4) 桥吊的大车运行两侧偏差等于或大于大车跨度的0.3%时，大车运行自动停车，并只能进行手动校正，同时在司机室发出声光报警。

5）超负荷保护

大件桥吊应具有超负荷保护装置。以双小车桥吊为例，在司机室应有负荷显示和超负荷保护。

(1) 两台小车起升机构的负荷显示和超负荷保护。当起升负荷达到安全负荷的105%时，司机室灯光显示和音响报警，并自动停止起升。此时下降仍能操作。司机室有起重量检测装置的事故信号显示和音响报警。起重量检测装置的综合误差不大于5%。

(2) 两台小车抬吊总负荷、吊钩负荷显示和超负荷保护。

(3) 两小车抬吊时最小距离保护。在两小车上各安装一套光电编码器，在两小车抬吊工件同步行走时起作用，检测两小车行程的相对量。行走偏差小于200mm，自动同步；超过

200mm时，两小车停车，由司机进行手动同步，调整两小车之一，达到规定要求后，运行机构即可正常工作。

(4) 同一台小车两吊钩负荷显示、负荷差值限制及报警装置。

6) 行程和起升高度的极限保护装置

桥吊各运动机构均设有行程和起升高度极限位置保护，一般为三级保护。

7) 大车行走应急停车

司机室内控制台设有应急停车按钮。陆侧支承柱设有应急停车按钮。

8. 供电系统

供电系统包括高压供电和低压供电。从电缆井中取出的高压电输送到高压房的变压器，变压器可以为桥吊提供机上电源。

桥吊通过滑触线或软电缆向各机构供电。

滑触线是沿着桥吊或小车运行轨道敷设的导线。在桥吊或小车上装有集电器，集电器沿滑线滑动或滚动，将电流引入。目前，滑触线方式已衍生出很多带安全防护的产品，如对导电体进行防护、加绝缘保护等，具有结构紧凑、维修方便等优点，但电压损失较大。由集电器与滑触线的接触授电，往往因使用磨损导致授电故障，占用空间也较大，使用较少。

软电缆供电包括悬挂式拖令、电缆卷筒、拖链等供电形式。软电缆供电装置安全、方便，克服了滑触线中接触不良的缺点，并能与通信电缆组合在一起，因而得到广泛应用。一般桥吊的小车以软电缆形式供电。目前桥吊的软电缆供电装置以悬挂式拖令方式供电较多。

大件桥吊常用的供电电源见表38-1。

表38-1 大件吊桥常用供电电源

高压电源	AC (1±5%)×10kV
交流电动机	AC 380V,50Hz,三相
控制回路电压	AC 220V,50Hz
	AC 110V,50Hz
	DC 220V或DC 110V
照明、加热器	AC 220V,50Hz
安全照明、携带式检修灯	AC 36V,50Hz

9. 桥吊基础

桥吊基础是整个桥吊的支承和运行基础，其稳定性和承载能力非常重要。桥吊基础可分为混凝土结构基础和钢结构基础。一般采用钢结构基础，混凝土结构基础的应用实例见图38-1。

桥吊基础按照结构形式可分为门框式(见图38-27)和带悬臂门框式(见图38-28)。

桥吊基础按照结构截面形式分为桁架式结构(见图38-27)和钢板拼焊箱形框架式(见图38-28)。

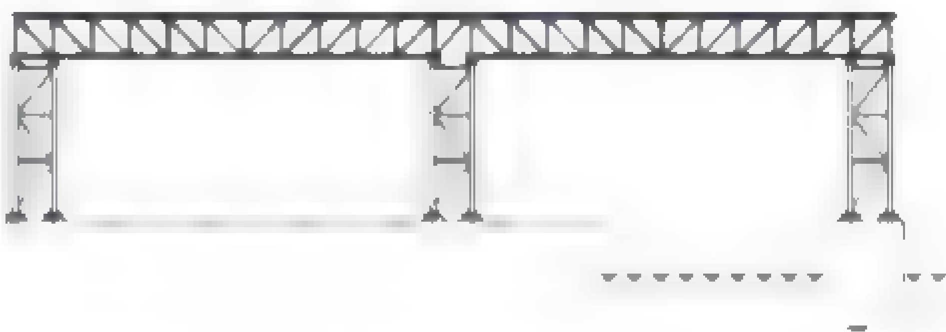


图38-27 桁架结构形式的桥吊基础

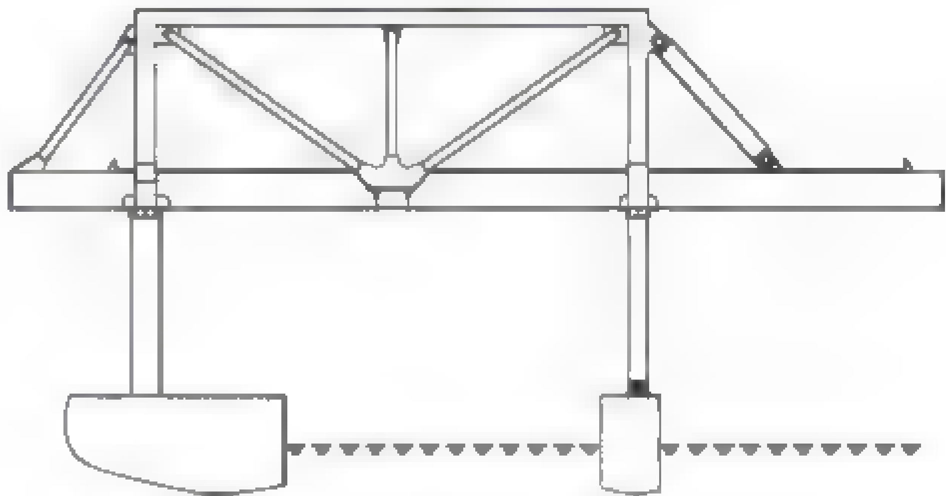


图38-28 带悬臂的钢板箱形结构桥吊基础

10. 辅助设备

考虑设备维护的方便，大件桥吊一般需配置维修用起重机，可选用维修电动葫芦起重机或悬臂起重机等。

电动葫芦起重机一般是布置在单梁上面，其工作范围为一条直线。悬臂起重机的工作范围可以是一个固定半径的圆形，但是其半径范围有限。大件桥吊一般选用电动葫芦起重机作为维修起吊设备。

38.2.4 应用范围

1. 作业工艺

桁架结构形式的桥吊工艺布置见图38-29，图中的水侧两个墩柱设置深水中，桁架横跨水侧墩柱和陆侧墩柱，构成桥吊的船舶装卸作业区域。

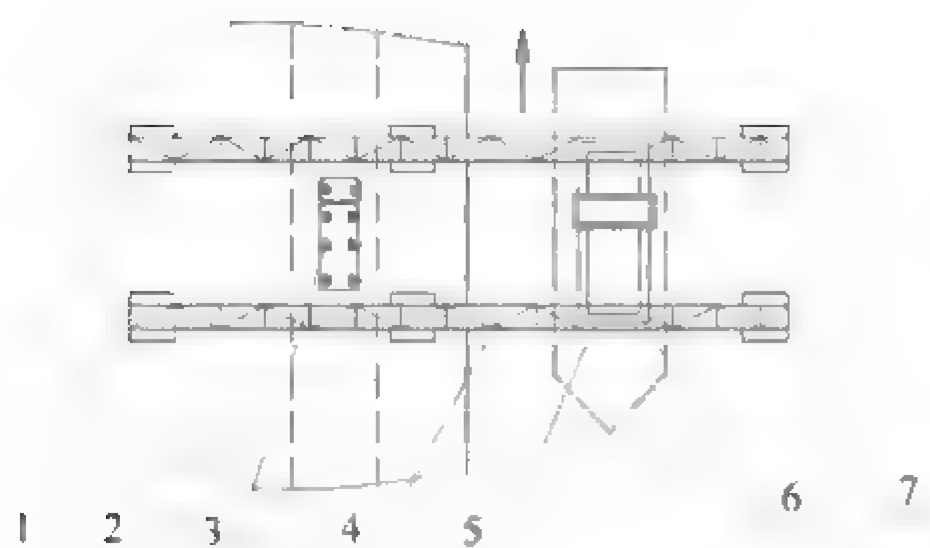


图 38-29　桁架结构形式的桥吊布置图
1—陆侧墩柱；2—陆侧路面；3—运输车辆；
4—桁架结构桥吊基础；5—货船；
6—大件桥吊；7—水侧墩柱

德国 HTD 重件码头采用这种装卸工艺形式，不同的是其桥吊基础为钢板拼焊箱形框架式，其陆侧后方桥吊基础延伸到厂房内，桥吊可进入厂房内进行货物装卸。

在一些水文地质条件受限制的港口码头，如码头前方港池水深较浅，如采用图 38-29 的工艺布置形式，水侧的墩柱伸入水中较远，会影响航道的通行，可采用带悬臂的桥吊基础，见图 38-30。这样布置既保证了港池的水深要求、不影响航道的通航，又充分利用了桥吊的优越性。

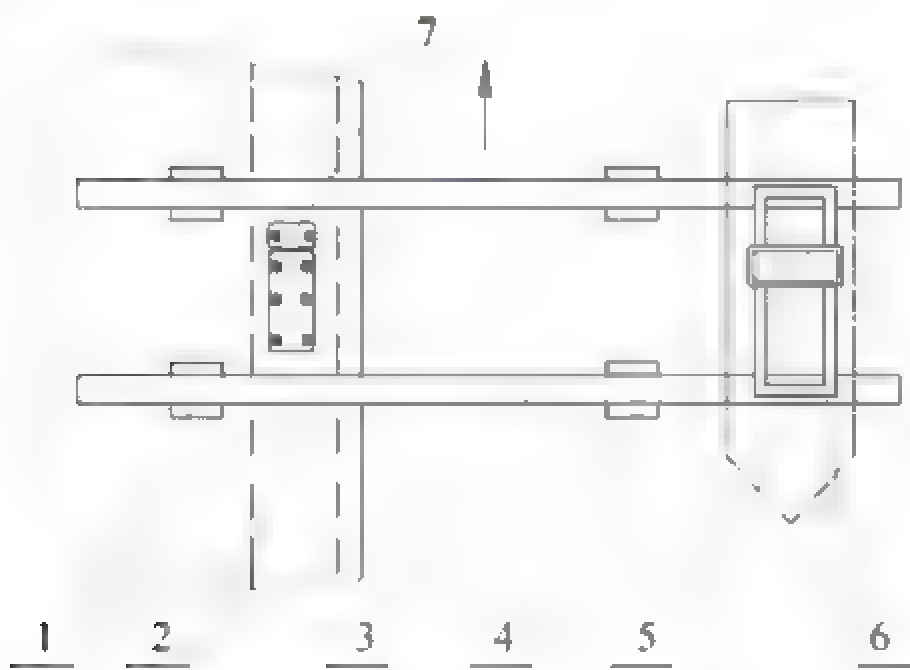


图 38-30　带悬臂的桥吊布置图
1—陆侧墩柱；2—陆侧路面；
3—钢结构桥吊基础；4—水侧墩柱；
5—货船；6—大件桥吊；7—运输车辆

2. 港口重大件泊位

我国经济发展促进了重大件运输的需求。一些地区对重大件物流需求更加旺盛，促进了港口重大件泊位的建设。

一些港口的水文地质条件非常适宜使用大件桥吊进行吊装重大件。尤其是直立式码头，或挖入式港池的泊位，采用大件桥吊具有技术成熟、受力明确、安全可靠、装卸方便、能适应水位的变化等特点。

3. 工厂码头重大件泊位

我国重工业发展迅速，如海洋工程重工、大型钢结构制造和起重机重工、船舶柴油机厂等，其重工工厂的重大件水路运输和吊装需要配备重大件吊装设备。

重工工厂的码头一般设置在水边，桥吊基础垂直于水流方向布置，至少有两个墩柱布置在港池里面，运输船舶停靠在水侧墩柱和岸边之间的港池内进行作业。

4. 核电重大件码头

目前国内核电厂重大件设备基本采用水路运输。核电站在建设和运营过程中均需要大型重大设备，因此一般会在核电站旁边或附近水域建设核电厂重件码头，以解决核电厂建设工程中重大件的运输。

38.2.5　产品选用

港口码头重大件货物装卸作业是一个涉及专业面广、技术含量较高的工作，如何配置码头设备，使装卸工艺更趋合理，在保证安全性的前提下优化整体物流运输成本，需要在码头规划中充分研究考虑。

1. 主要技术参数的确定

1）额定起重量

额定起重量是一次允许吊运的最大货物质量和取物装置质量之和。大件桥吊一般为吊钩起重机，吊钩和下滑轮组的质量不包括在额定起重量之中。选型时应根据所起吊的重大件的重量、周边经济的发展情况，合理确定桥吊的额定起重量。

额定起重量按照《起重机械　基本型的最大起重量系列》(GB/T 783－2013)选型和设计时，根据使用要求的数值，选择靠近但不小于表 38-2 所列的标准值。

吊运重大件起重机的起重量一般在 400t 以上，400t 以上时一般常用的起重量选为 100 的倍数，如 400，500，800，900，1000t 等。

表 38-2 额定起重量系列数值 t

100	125	(140)	160	(180)
200	(225)	250	(280)	320
(360)	400	(450)	500	(560)
630	(710)	800	(900)	1000

注：括号中的最大起重量参数应尽量避免选用。

2) 起升高度

起升高度取决于起吊的重大件的尺寸、装卸船舶类型、水位变化值、轨道基础的高度等。应根据这些因素进行综合考虑，保证既能够满足装卸条件，又不至于使起升高度过大，造成设备、基础施工的投资浪费。

3) 跨度

桥吊的跨度应满足船舶的长度方向作业、起吊货物外形尺寸及通过性等方面的需要。

桥吊的跨度要比轨道基础的跨度小1.5～2.0m。桥吊的最大外形尺寸应距离两侧的轨道基础的最近物体100mm以上，应距离顶部的建筑物或构建物最近物体200mm以上。

4) 基距

两个主梁中心的距离称为基距或轮距。基距 B 与跨度 L 之间关系的一般经验公式为

$$\frac{B}{L}=\frac{1}{7}\sim\frac{1}{5} \tag{38-3}$$

可按上式根据主梁跨度 L 确定基距 B。

5) 起升速度

起升速度是影响装卸效率的重要因素，为安全起见，大件起升的速度一般较低，多为0.5～2m/min。

6) 小车运行速度

小车运行主要是用来进行货物的横向移动，如船舶停的位置重心对不上时，可通过移动小车来保证起吊的重心，运行速度一般为10m/min左右。

7) 大车运行速度

桥吊的大车运行机构一般是工作性机构，影响吊运的作业效率。但是由于大车需要起吊重载货物运行，考虑到安全性，运行速度不宜过高，一般为10m/min左右。

2. 选型注意事项

1) 啃轨问题

桥吊正常运行情况是车轮轮缘与轨道不接触，这时没有附加阻力。如果车轮和轨道安装不正、车轮直径偏差，就会产生不正常运行情况，发生车轮轮缘与轨道严重摩擦的现象，增加运行阻力，车轮轨道磨损加剧，即发生啃轨现象。

因此在选型时应注意制造厂家对可能出现的啃轨问题的解决方案，并应保证纠偏装置的可靠有效。

2) 能力因素

起重能力的确定既要考虑到目前的需要，又要考虑将来的发展，要具有一定的前瞻性。同时又要避免过度的浪费，长期“大马拉小车”，既不经济，又不节能环保。

3) 经济因素

由于重大件运输的间歇性，重大件运输完毕，设备将会就此闲置。为最大限度地发挥码头的经济效益，回收投资，可增加一些装卸设备，将码头改建成材料码头或其他货种进、出口码头。如宜宾港重大件泊位的建设，在重型桥式起重机的下方又增设了一个可以穿越运行的轻型桥式起重机，在不吊运重大件时，可以采用轻型桥式起重机进行集装箱或件杂货的作业，充分提高码头和设备的利用率。

3. 主要技术性能参数

重大件桥吊的主要技术性能参数见表38-3，可供选型时参考。

38.2.6 技术标准与规范

重大件桥吊的设计、制造、使用和维护的主要标准规范可参考《通用桥式起重机》(GB/T 14405—2011)，重大件桥吊的作业应满足《港口重大件装卸作业技术要求》(GB/T 27875—2011)。

按照《机电类特种设备制造许可规则(试行)》(国质检锅[2003]174号)规定，50～320t(含)以下的通用桥式起重机需获得国家质量监督检验检疫总局特种设备安全监察机构A级的制造单位许可，即获得制造许可证后可生产向下覆盖起重能力的起重机。

表 38-3　重大件吊装桥式起重机典型产品主要技术性能参数

主要参数＼产品	中铁九桥	乐山大件	宜宾港重大件	长江某重件
工作级别	A3		A3	A5
起重量/t	4×200	550	4×250	250
小车形式	多	单	双	单
起升速度/(m/min)	1	—	1	3
起升高度/m	30	—	36	—
小车运行速度/(m/min)	12	—	8	10
大车运行速度/(m/min)	13	—	10	20
大车跨距/m	39.5	39	43	27.5
小车跨距/m	2.7	—	8.5	7.5
基础长度/m	90.6	—	95	87.8
基础结构形式	基础前后端为悬臂式	基础为建筑墩柱结构	基础前端为悬臂式	基础前端为悬臂式
研发单位	中铁九桥	—	水科院设计，中铁九桥制造	

而起重量大于 320t 的桥式起重机需获得国家质量监督检验检疫总局特种设备安全监察机构的形式试验许可，即每台设备均需进行型式试验，型式试验合格后进行备案方可销售、使用。

按照《特种设备安全法》规定，特种设备使用单位应当在特种设备投入使用前或者投入使用后 30 日内，向负责特种设备安全监督管理的部门办理使用登记，取得使用登记证书。登记标志应当置于该特种设备的显著位置。

重大件吊装桥式起重机设计、制造、使用、检查与维护等相关的其他技术标准与规范见表 38-4。

表 38-4　重大件吊装桥式起重机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB 6067.5　2014	《起重机械安全规程　第 5 部分：桥式和门式起重机》
2	GB/T 31052.5　2015	《起重机械　检查与维护规程　第 5 部分：桥式和门式起重机》
3	GB/T 14405　2011	《通用桥式起重机》

38.2.7　技术发展趋势

1. 节能环保化

桥吊采用市电供电，在港口属地实现“零排放”。但由于起重量大，整机装机功率普遍很大，几百千瓦到上千千瓦，因此进行桥吊用电的节能和环保优化设计必将是一个重要的技术发展趋势。如电动机驱动全部采用变频控制，实现恒功率模式下的“重载低速、轻载高速”实时调速，从而达到节能的目的。采用能量回馈技术、设备动态无功补偿及动态谐波治理技术、应用港口大件桥吊实时在线电能监测和管理技术，保证用电的节能环保，减少对港口作业环境和电网的污染。

2. 装卸货种的多样化、大型化

在 20 世纪 60 年代，重大件通常指的是 40～60t 的设备；而到 21 世纪初，重大件货物已经是指超过 150t 的设备和结构件了。目前国内外大件运输工程中常见的重大件货物主要是指大型的成套设备和钢结构货物，货物轻则上百吨重则上万吨，不仅体积庞大，外形也多无规则。

随着我国国民经济的快速发展，港口重大件码头的吨级大型化和专业化，大件桥吊作为

港口重大件作业的关键装备，正向大型化、重载化、多样化方向发展。

水路运输以其特有的优势，非常适合重大件的运输，与公路和铁路相比，其适应货种的大型化、重载化的能力更强。

3. 整机控制智能化

大件桥吊起吊重量大、技术复杂，是港口重大件装卸作业的主力设备，故障停机或发生事故都会给港口装卸生产带来巨大的影响和极大的经济损失。使重大件吊装设备始终保持良好的技术状态是设备维护工作的重中之重。未来的发展趋势是应用先进的通信和控制技术、发展桥吊设备安全保护和运行状态智能监测技术，以及基于自动控制系统数据的桥吊在线健康监测技术，以保证大件桥吊技术性能经常处于良好状态，避免突发故障，掌握控制渐发性故障发生，确保港口设备安全、可靠、经济运行。

38.3 重大件吊装门式起重机

38.3.1 概述

重大件吊装门式起重机是指用于港口重大件装卸船作业或船厂等大型钢构和船舶分段吊装作业的门式起重机。相应的将用于重大件装卸船作业的码头称为重大件码头或重件码头。与通用门式起重机相比，重大件吊装门式起重机有其自身特点。

(1) 起重量大。传统门式起重机起重量有三个系列，分别是 5～50t、63～125t、160～250t；用于重大件吊装的门式起重机起重量要超出这个系列，目前已知的最大起升重量达22000t。传统门式起重机的跨距一般为 18～50m，而重大件吊装门式起重机通常会超出这个跨距范畴。重大件吊装门式起重机一般以吊钩为吊具，单钩、双钩或者多钩同时使用。对于架桥用箱梁的吊装，由于构件长度长，一般采用双机抬吊作业。

(2) 形式多样。重大件吊装门式起重机一般造价较高，往往针对主要用途和载荷特点做非标准化设计，同时兼顾港口码头特点因地制宜，所以在整机形式上表现出不统一性。比如用于起吊建筑桥梁段陆水转运与用于核电设备装卸船的重大件吊装门式起重机在结构形式与机构布置上风格迥异。

(3) 工作级别低。重大件吊装门式起重机往往使用频率不高，其整机工作级别 A3、A4 较为常见，一般低于 A6。为充分利用，部分重大件吊装门式起重机设有副钩、辅小车或者设计为多用途型。

38.3.2 国内外发展现状

国外著名门式起重机厂家主要有德国德马克公司、芬兰科尼公司、德国法兰泰克公司、德国斯太尔公司、美国 CM 集团、韩国大宇等。德国德马克公司与斯太尔公司擅长工业起重机和轻型起重设备；芬兰的科尼公司在造船门式起重机方面有系列产品，2011 年为巴西交付的歌利亚号起重机，起重量 2200t；韩国大宇早期在大型起重机方面也有业绩，20 世纪 90 年代为罗马尼亚交付的 1200t 门式起重机沿用至今。

国内在重大件吊装门式起重机研制方面具备较强的实力，不少产品进入欧洲、东南亚及美洲市场。涉及重大件吊装门式起重机研制的单位有上海振华重工、武桥重工、大连华锐重工、太原重工、中铁科工集团等。

上海振华重工(集团)股份有限公司在门式起重机制造方面，有大型造船门式起重机系列产品，2007 年为上海外高桥造船有限公司交付了 600t 造船门式起重机，2011 年为江苏熔盛重工有限公司交付了 1600t 造船门式起重机，同年为苏格兰爱丁堡船厂交付了 1000t 造船门式起重机，2014 年为新加坡吉宝公司巴西船厂交付了 2000t 造船门式起重机。

武桥重工集团股份有限公司有提梁机与造船门式起重机等特种门式起重机类产品。在武汉天兴洲大桥工程项目中，设计制造两台500t 门式起重机，联合作业实现双线混凝土整孔箱梁的吊装、移位、装车；为江苏东方重工有限公司制造了 900t 门式起重机，跨距 230m；

2013 年与宏华集团联合建造的“宏海号”起重机，总起重量 22000t，起升高度 65m，主要用于海上石油钻井平台陆地整体起升和下水。

大连华锐重工股份有限公司为烟台来福士公司制作了总起重量为 20000t 的桥式起重机，为江苏太仓港制作了 800t 固定回转起重机。在门式起重机方面，有 5～1000t 系列产品，主要是造船门式起重机。

太原重工股份有限公司在水电站门式起重机与冶金起重机方面有业绩与系列产品。它为三门峡水电站提供了 350t 门式起重机，为三峡水电站提供 1200t 桥式起重机，为龙羊峡水电站提供了 500t 双向门式起重机。此外还有 500t 铸造、550t 锻造等冶金起重机。

中铁科工集团有限公司有 450 型、900 型提梁机产品，2013 年该公司在南方装备基地配套了 2000t 轨道式门式起重机，用于港珠澳大桥大型钢箱梁吊运装船。

其他厂家，像河南卫华重型机械股份有限公司、杭州华新机电设备有限公司及中铁山桥集团等也涉猎大件吊装门式起重机产品，交通运输部水运科学研究院(简称水科院)在新型重大件吊装门式起重机设计方面也有建树。

38.3.3　分类与应用

港口重大件吊装门式起重机在形式上的多样性，可以根据起重机本身结构形式分类，也可以根据应用产品的不同进行分类。

1. 根据起重机结构形式分类

按照起重机是否移动，可以分为固定式和移动式。采用跨岸式布置用于起吊发电设备的起重机，水侧门腿需要固定在江中筑起的平台上，一般为固定式门式起重机。

按照起重机小车系统是否移动，可以分为固定吊点式和移动吊点式。如海工平台用起重机起重量巨大，在主梁上直接布置起升机构，不设小车系统，即为固定吊点门式起重机。

此外，还可以根据主梁的数量分为单梁和双梁；按照小车系统的数量分为单小车和多小车；按照大车运行机构形式分为轮胎式和轨道式等。

2. 根据大件类型分类

重大件吊装门式起重机形式上所表现出来的多样性归根到底是由重大件本身特点的不同决定的，因而重大件门式起重机多为非标准产品设计。

根据起重机起吊大件的类型，可将港口用重大件吊装门式起重机分为四个大类，即架桥箱梁用大件吊装门式起重机、造船用大件吊装门式起重机、海工平台用大件吊装门式起重机、新型大件吊装门式起重机。

以上四类的划分依据是起重机的主要用途，各类起重机均可用于重量和外形较小的件杂货的吊装。下述典型产品与特点参数即根据这四个类别划分。

38.3.4　典型产品形式、特点与参数

1. 架桥箱梁用重大件吊装门式起重机

架桥箱梁用重大件吊装门式起重机主要用于各种规格桥梁分段在港口码头的起吊、移位、装车或装船。它主要由主梁、门腿、含起升机构与运行结构的起重小车系统、大车运行机构和梯子平台等组成。

1) 技术特点

相比于通用门式起重机，其主要特点为：

(1) 大起重量、大跨距。这是由起吊重物桥梁分段重量大、外形大的特性决定的。

(2) 运行速度低。起重机的起升速度和运行速度都较低，这是由大件吊装低速作业特点和低工作级别的特性决定的。

(3) 同步要求。由于架桥箱梁长度较长，经常采用两台起重机同时抬吊平移一段箱形梁分段。例如，一台架桥箱梁用大件吊装门式起重机起吊能力为 450t，两台同步运行抬吊能力理论上可达到 900t。

需要说明的是，架桥箱梁用重大件吊装门式起重机在结构形式和起升机构设计上可以借鉴桥梁工程上用的提梁机，二者的不同主要体现在作业场地和功用的不同。本文所述架桥箱梁用大件吊装门式起重机用于港口码头作业，配建挖入式港池，大车运行需要防跑偏，一

般为轨道式大车运行机构；工程建设用提梁机为临时场地作业，大车运行机构一般为轮胎式。

2）工艺形式

架桥箱梁用重大件吊装门式起重机要在港口完成桥梁段的装卸船作业，码头需要配建挖入式港池。起重机起吊重物后，通过大车运行机构移位至港池上方，通过起升机构完成箱梁等大型构件的装卸船作业。

3）典型产品与参数

图38-31所示为中铁科工集团公司为港珠澳大桥大型箱梁运输研制的2台门式起重机，适用于85，110，153m大型钢箱梁厂内搬运和吊装装船作业。该起重机为双箱形梁门式起重机，两台起重机额定起重量为1000t+1000t。起重机跨度62m，总长约71m，总宽约36m，配置两台起重小车，整机总重约2550t，主要性能参数见表38-5。起重机金属结构主要包括双正轨梯形截面主梁、刚性支腿、柔性支腿，主梁与柔性支腿之间采用柔性球铰连接，主梁与刚性支腿焊接。

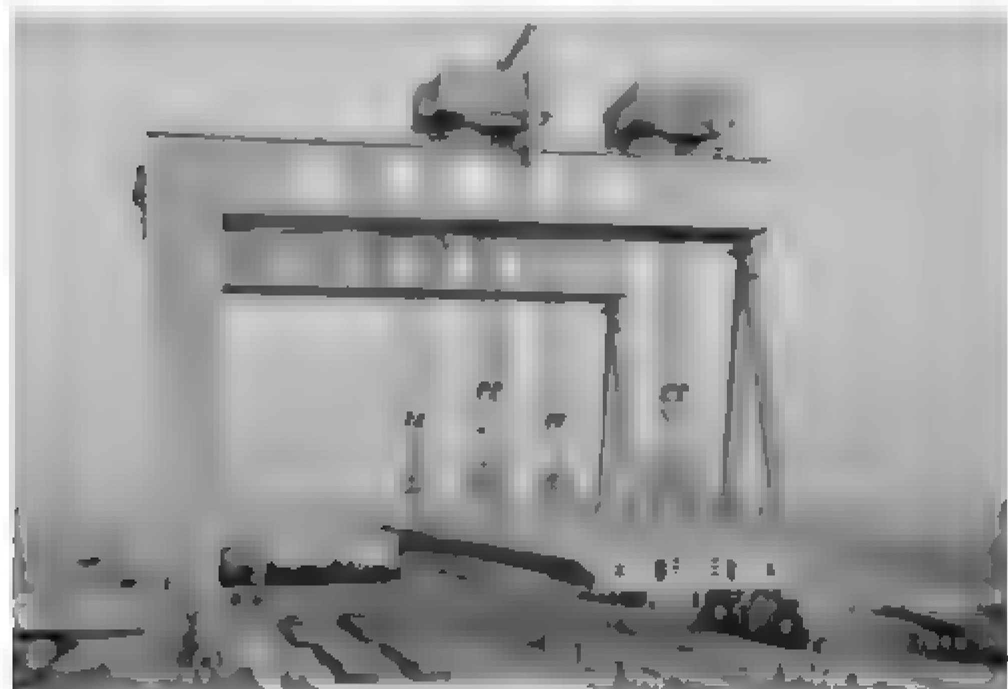


图38-31 2000t架桥箱梁用大件吊装门式起重机

表38-5 中铁科工2000t门式起重机性能参数

整机	额定起重量/t	2×1000
	工作级别	A4
	总功率/kW	1350
	跨度/m	62
	基距/m	21
	整机自重/t	2550
主起升机构	起升高度/m	45+5
	起升速度/(m/min)	0～1.5
	主起升功率/kW	8×110
副起升机构	起升速度/(m/min)	0.1～8
	起升功率/kW	90
小车运行机构	运行速度/(m/min)	0～10
	车轮直径/mm	800
	最大轮压/kN	450
	功率/kW	16×4
大车运行机构	运行速度/(m/min)	0～22
	车轮直径/mm	800
	最大轮压/kN	670
	功率/kW	48×9.2

图38-32所示为中铁山桥集团有限公司制造的800t大件吊装门式起重机，应用于江苏南通如皋基地港区，通过跨港池作业完成大型孔箱梁分段的装卸船，也用于平常件杂货的吊装。双钩起吊能力合计800t，有大车运行机构和小车运行机构，性能参数见表38-6。



图38-32 中铁山桥800t大件吊装门式起重机

表38-6 中铁山桥800t门式起重机性能参数

起重能力/t	800
起升高度/m	42
轨距/m	60
满载起升速度/(m/min)	3.5
空载起升速度/(m/min)	7
小车运行速度/(m/min)	25
大车运行速度/(m/min)	25
轮压/t	65
装机容量/kW	1300
整机自重/t	～1200

2. 造船用重大件吊装门式起重机

造船用重大件吊装门式起重机，也称造船门式起重机，主要用作船体分段吊装及翻身作

业，作业区域多为船坞、船台等。

船厂一般有自己的船坞或码头，造船门式起重机除了用于造船外，也常用于大型石油液化设备及各式大型非标设备的装卸船，以下作简要介绍。

1）主要特点

与通用门式起重机类似，造船门式起重机主要由主梁、门腿、含起升机构与运行结构的起重小车系统、大车运行机构、吊钩组等部件组成；不同的是，造船门式起重机一般有上小车和下小车两个小车系统，上下小车均有各自的起升机构和运行机构，能够相互穿越运行。上下小车的设置是为了完成被吊物品在空中翻身。

同时，造船门式起重机因为横跨船坞，跨度大于40m，门腿分刚性腿和柔性腿。刚性腿与主梁刚接；柔性腿通过球铰与主梁铰接。

主梁有双梁和单梁之分。上、下小车的布置形式相应有区别，图38-33、图38-34分别为双梁造船门式起重机和单梁造船门式起重机的上下小车布置形式。

2）产品选型

造船门式起重机在我国起步较早，相关研究文献和研究成果多，2011年发布了《造船门式起重机》(GB/T 27997－2011)国家标准。在产品选型上，国内有振华重工、大连华锐重工、大连博瑞重工、武桥重工等众多厂家，涵盖了起重量100～2500t的产品系列可供参选。

3）典型产品与参数

图38-35所示为武桥重工为江苏东方重工有限公司制造的900t造船门式起重机。该起重机跨度为230m，标准载重为900t，主要参数见表38-7。

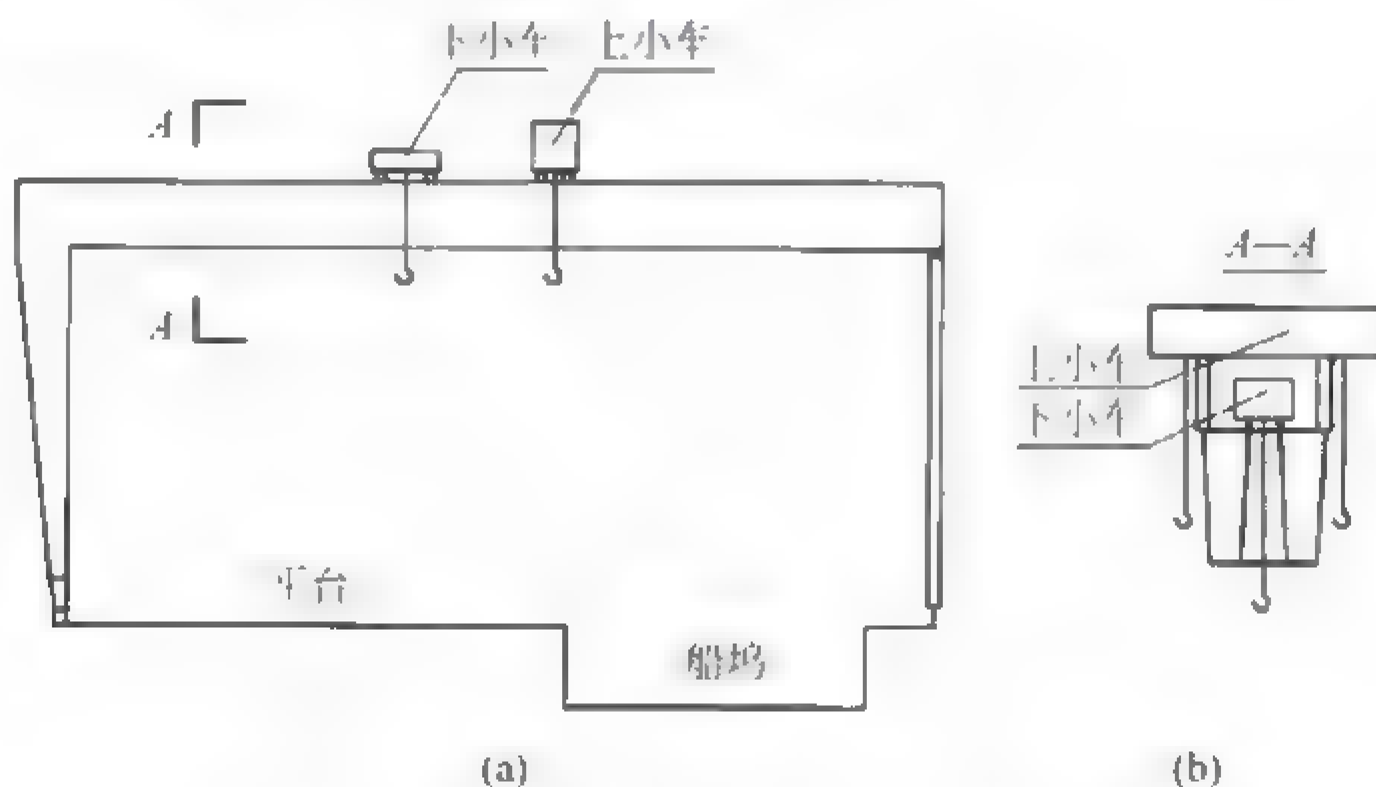


图38-33　双梁造船门式起重机上下小车布置形式

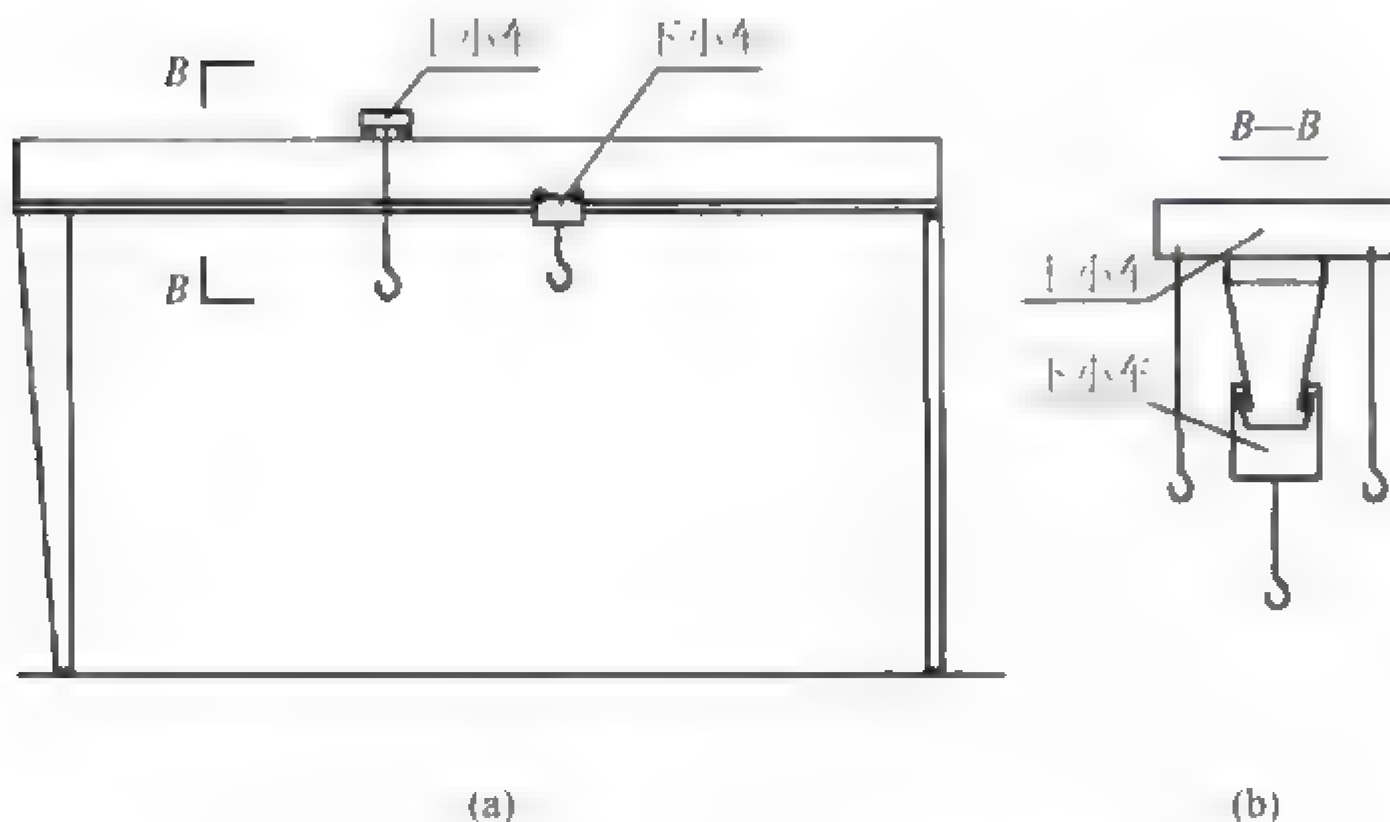


图38-34　单梁造船门式起重机上下小车布置形式



图 38-35 武桥重工制造的900t门式起重机

表 38-7 武桥重工制造的900t门式起重机性能参数

工作级别	A5		
起重量/t	上小车		2×350
	上小车	主钩	350
		副钩	50
	上下小车空中翻身重量		600
	上下小车抬吊起重量		900
	维修起重机		10
跨度/m	230		
工作速度/(m/min)	上小车	起升	0.5～5～10
		行走	1～25～30
	下小车	主起升	0.5～5～10
		副起升	1～10～20
	大车行走		1～25～30
起升高度/m	上小车		80
	下小车主钩		80
	下小车副钩		80
	维修起重机		115
下降深度/m	上小车		13
	下小车主钩		13
	下小车副钩		13
基距/m	刚性支腿		40
	柔性支腿		38
装机容量/kW	3550		
整机重量/t	8745		

3. 游艇搬运门式起重机

游艇搬运门式起重机主要用于游艇及船艇的水平搬运、登陆与下水，是近年随着游艇码头的兴起而出现的新设备。起重量范围涵盖5～800t。

游艇搬运门式起重机作业工艺需要挖入式港池。游艇搬运门式起重机结构形式相对简单，只有起升和平移功能。起升功能以卷扬机或液压缸作为动力，通过转向滑轮布置的钢丝绳绕绳系统完成，采用专用吊绳；平移通过大车运行机构完成，由于重量轻、轮压小，为方便转场，一般采用轮胎行走。

图 38-36(a)所示为浙江合建重工科技股份有限公司生产的用于烟台打捞局的一台游艇搬运门式起重机，起吊能力350t，上部结构采用双门架框架，用吊带起吊；可以直行、斜行、90°原地转向；全液压传动，多点起吊，可以根据船艇的不同长度进行变跨；采用轮胎式运行机构，轮距13m，跨内净高度12.5m，跨内净宽度12.5m；整机自重约170t。

图 38-36(b)～(d)为厦门尼普琴游艇有限公司代理意大利PDN公司的游艇海事码头各种专用门式起重机。该类型起重机已应用于广州打捞局、厦门香山游艇会、厦门五缘湾游艇会、三亚半山半岛游艇会、广州南沙游艇会等。

4. 海工平台起吊用重大件吊装门式起重机

海工平台起吊用大件吊装门式起重机主要用于石油钻井平台或大型海洋工程平台的起升，主要由起升机构、主梁、门腿、运行机构等组成。

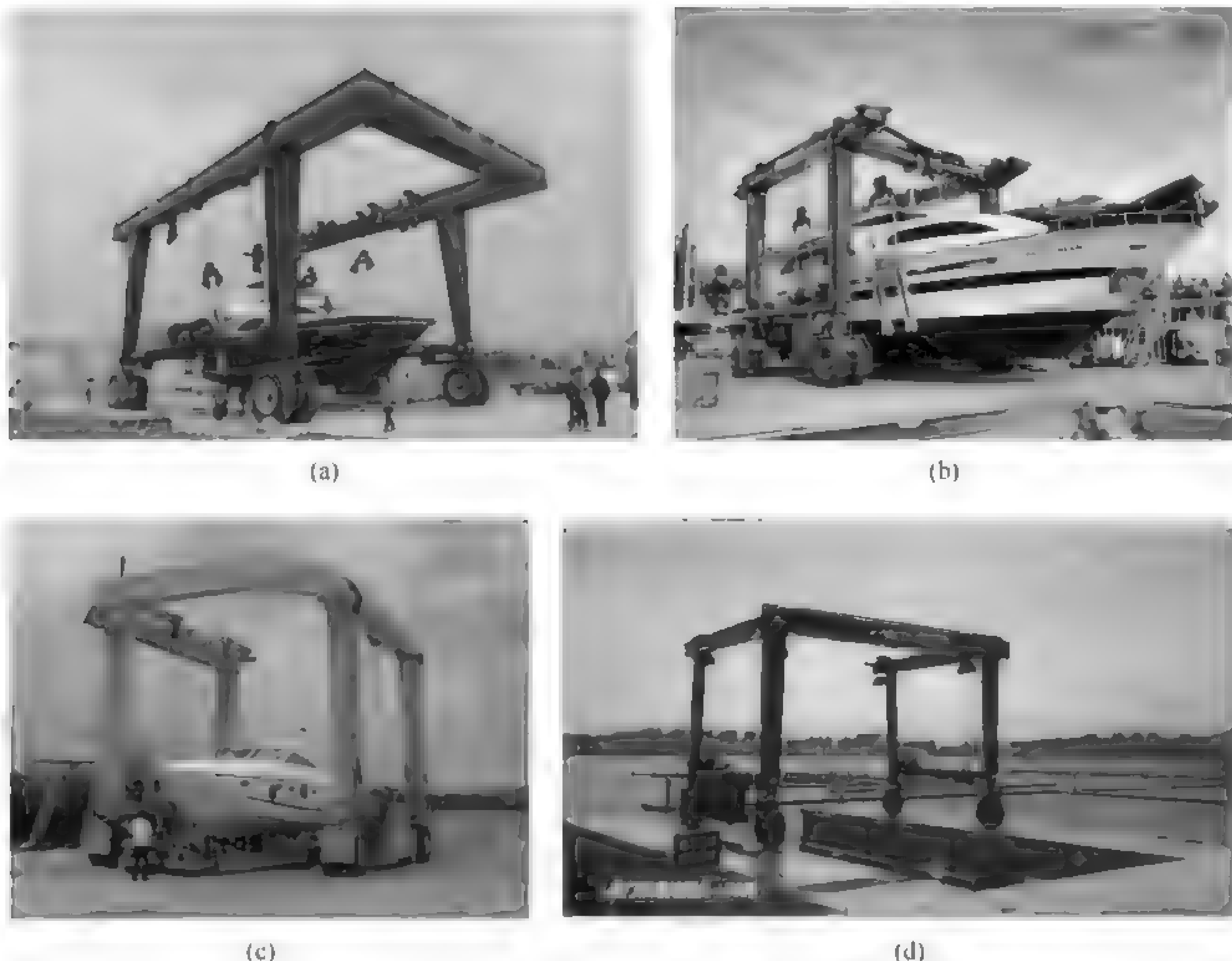
1) 技术特点

海工平台起吊用大件吊装门式起重机的主要特点是：

(1) 起重量大。近十年，海工平台起吊用大件吊装门式起重机起升能力屡创世界之最，起重量已经突破万吨，在结构形式上经常采用两台门式起重机合力抬吊。

(2) 跨港池作业。石油钻井平台等往往在港池或船坞下水拼装作业，平台起吊用大件吊装门式起重机两个门腿固定或轨道布置在港池两侧，跨距常常过百米。

(3) 运行机构。海工平台起吊用大件吊装门式起重机主要完成起升与下降作业，一般不设小车运行机构，有的甚至作为固定式而不设大车运行机构，后者特征近似为桥式起重机。



(a)　(b)

(c)　(d)

图 38-36　游艇搬运门式起重机

2）典型产品与参数

图 38-37 所示为武桥重工为宏华海洋启东制造基地建造的“宏海”号 22000t 门式起重机。该门式起重机采用桁架式拱形结构，用于海洋石油平台的合拢与下水。



图 38-37　“宏海”号 22000t 门式起重机

“宏海”号是目前世界上起升能力最大的可移动式门式起重机，由 2 台单个起重能力 11000t 的桁架式拱形门式起重机组成。工作时采用双机抬吊联动模式将在陆地上制造的海上石油平台整体吊装下水。

该机的主体结构为桁架式全焊钢结构，主要由主梁、刚性腿、柔性腿等部件组成。其中桁架式拱形主梁结构通过焊接与刚性腿上端连接，通过铰接与柔性腿上部连接。刚、柔性腿下横梁与运行机构和支承系统法兰连接。

该机不设置上下小车，在主梁上布置了 6 组起升装置。1 号机主梁中部设置 2 台 600t 悬臂吊，2 号机主梁上未设置悬臂吊。整机跨距 124.3m，1 号机自重 7400t，2 号机自重 6720t，起升高度为 65m。起重机拱形主梁高 36.8m，单机外形尺寸（长×宽×高）为 127.8m×48.7m×108.2m。

另外，2008 年大连重工起重集团有限公司为烟台来福士海洋工程有限公司开工建造了“泰山”号起重机，提升重量 20160t。该设备门腿采用钢混结构，属于桥式起重机范畴。

5．跨岸式重大件吊装门式起重机

在装卸船工艺上，上述的架桥箱梁用门式

起重机、造船用门式起重机、海工平台用门式起重机和游艇搬运门式起重机等均采用挖入式港池码头工艺形式，将门腿车轮跨在港池两侧，通过主梁上的起升机构完成重大件的装卸作业。

本节提出的是一种新型重大件吊装门式起重机，主要用于起吊发电设备或变压器装置，其在码头工艺形式上不同于挖入式港池工艺。

1）主要特点

该起重机的主要特点为：在距离码头前沿的水域内筑起两座钢混结构支承平台，起重机四个门腿中两个门腿安装在此平台上，另外两个门腿固定在陆地上，主梁横跨陆侧和江侧，小车轨道方向与岸线垂直。

2）工艺形式

重大件由平板车运输到其陆侧跨内，起重小车系统上的起升机构通过钢丝绳起升重大件；起升后，小车系统运行机构动作，小车带着重大件沿主梁轨道运行至水侧；运行停止后，起升机构将重物降落到停靠在水域门腿和码头前沿之间的驳船上。水　路转运过程则相反。工艺平面图如图38-38所示。

该工艺形式投资小、工期快，适合内河重大件码头。

3）典型产品与参数

图38-39所示为2009年由交通运输部水运科学研究院为黑龙江省航务局大件公司设计开发的500t门式起重机，主要用于发电机定子转子的起吊，额定起重量为500t。大件上船后经松花江、黑龙江出海。主要性能参数见表38-8。

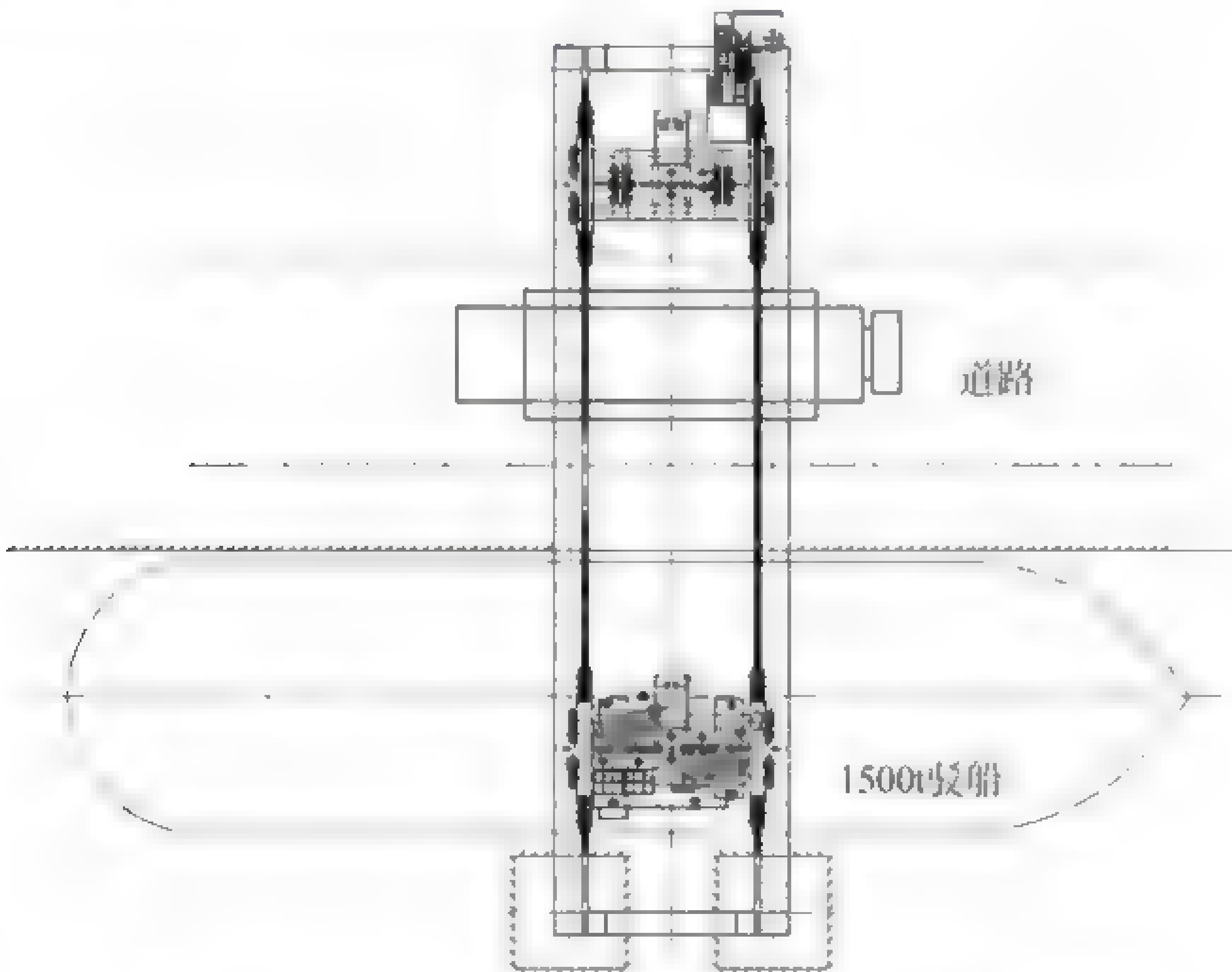


图38-38　跨岸式重大件门式起重机码头工艺平面图



图38-39　哈尔滨三棵树重件码头500t门式起重机

表38-8　水科院开发的500t门式起重机性能参数

起重能力/t	500
起升高度/m	13
下降深度/m	5
跨距/m	40.3
基距/m	10
轨距/m	8.5
满载起升速度/(m/min)	1
小车运行速度/(m/min)	8
装机容量/kW	160
整机自重/t	~350

2014年交通运输部水运科学研究院为宜宾港开发了1000t多功能桥式起重机，也采用类似上述工艺形式，区别是此设备结构部分带悬臂，1000t大件可以在15m悬臂位置起吊。

38.3.5　计算及注意事项

1. 计算

重大件吊装门式起重机作为非标类大型起重机产品，应编制完整的设计计算书。计算书主要内容包括总体计算、金属结构计算、起升机构计算、运行机构计算、电气系统计算及稳定性计算等。

2. 注意事项

1) 工艺形式

起重机选型前，先要根据大件特性和码头形式，结合投资、工期等因素，明确大件吊装整体工艺形式。

2) 主要参数

重大件吊装门式起重机需要进行非标设计开发，其关注的主要参数除了起重量、跨距、基距、速度、功率等因素外，还要考虑大件陆路运输平板车的外形尺寸与转弯半径、可供装卸船舶的形式与吨位、码头地面承载能力等。

3) 多功能性

重大件吊装门式起重机普遍工作级别低，投资大，因此在非标定制过程中，应考虑增设副钩或辅助小车等，以实现一机多用。

38.3.6　技术标准与规范

重大件吊装门式起重机在进行设计、计算、制造、安装、试验与检测时，应遵循《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)和《通用门式起重机》(GB/T 14406—2011)等标准规范的要求。

重大件吊装门式起重机的设计、制造、使用和维护等还应遵循以下相关技术标准和规范，见表38-9。

表38-9　重大件吊装门式起重机相关标准规范

序号	标准号	规范名称
1	GB/T 27997—2011	《造船门式起重机》
2	JB/T 6128—2008	《水电站门式起重机》
3	GB/T6067.5—2014	《起重机械安全规程　第5部分：桥式和门式起重机》
4	GB/T 31052.5－2015	《起重机械　检查与维护规程　第5部分：桥式和门式起重机》

38.4　重大件吊装门座起重机

38.4.1　概述

1. 应用范围

重大件吊装门座起重机，主要应用于港口的重大件设备专用码头、船舶与海工制造基地露天作业区和码头、港口机械制造基地露天作业区和码头，起重量通常在100t以上。

图38-40所示为国内目前最大的600t港口门座起重机，用于营口港重大件装卸码头，由上海振华重工(集团)股份有限公司设计制造。



图38-40　600t港口门座起重机

图38-41所示为DHHI(大连华锐重工集团股份有限公司)研制的260t安装用门座起重机，用于其港口机械制造基地。

图38-42所示为20世纪70年代德国的



图 38-41　260t 安装用门座起重机

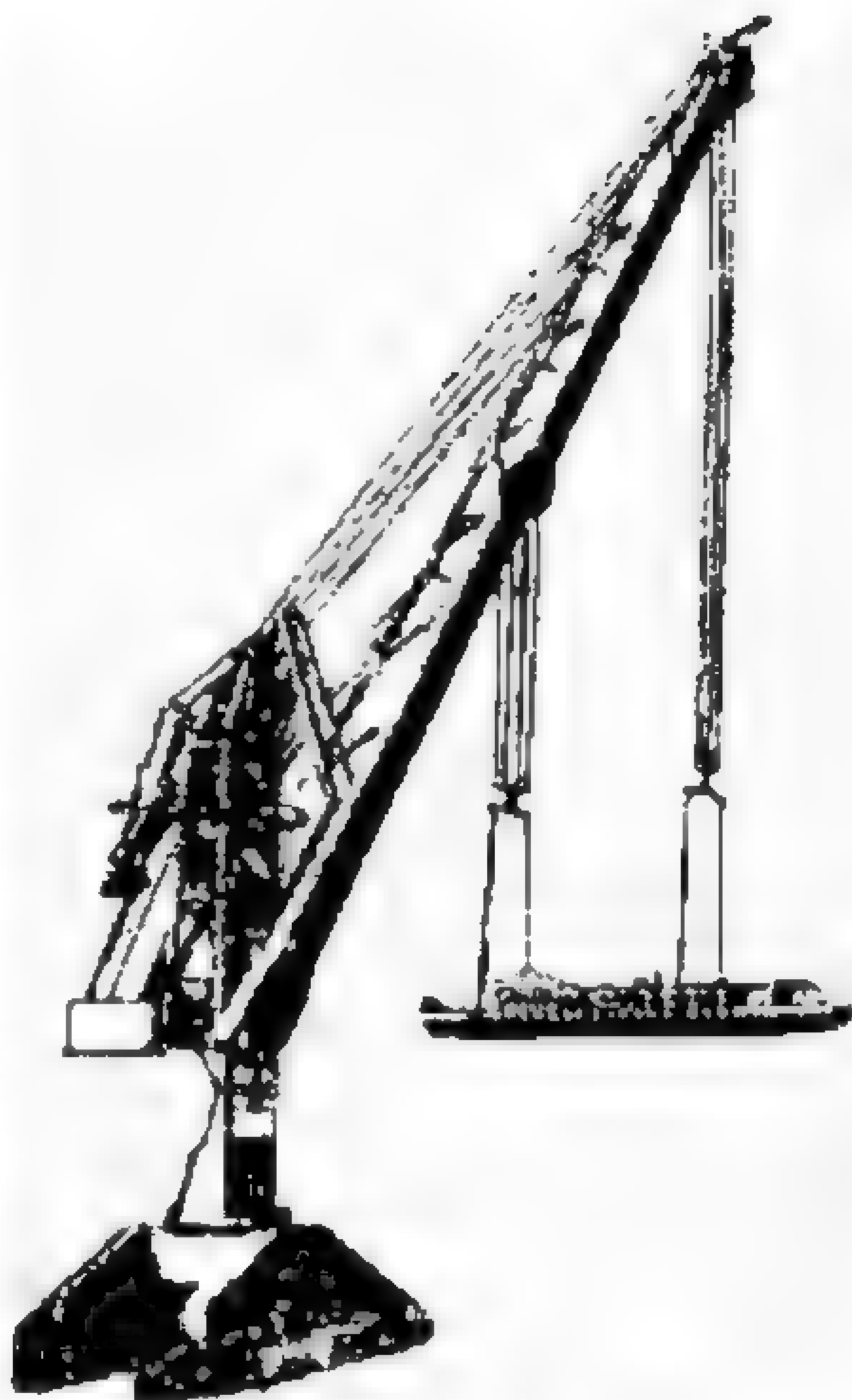


图 38-42　德国 300t 造船门座起重机

KRUPP 公司为日本三井造船制造的 300t 门座起重机。

图 38-43 所示为 20 世纪 70 年代日本石川岛播磨重工为吴造船厂制造的 300t 门座起重机。

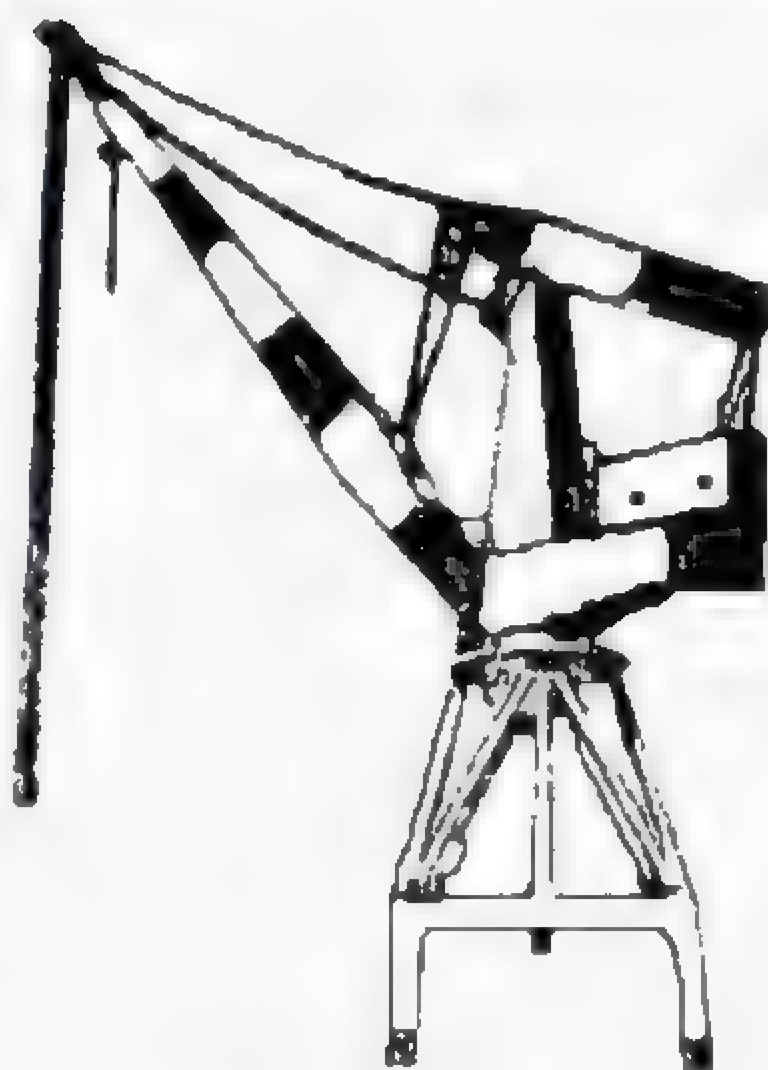


图 38-43　日本 300t 造船门座起重机

2. 国外发展状况

重大件吊装门座起重机，起源于 20 世纪 70 年代的大吨位造船门座起重机。

20 世纪 70 年代，由于船舶建造的大型化，造船门座起重机有了迅猛发展，起重吨位 100t 以上的机型在大型船厂开始使用。代表性产品以德国和日本为主，如德国 KRUPP 的 300t 和 150t、日本石川岛播磨重工的 300t 和 200t、日本住友的 200t 和 150t、荷兰 HENSEN 的 200t 造船门座起重机等。

3. 国内发展状况

门座起重机是我国最早国产化的港口机械。1978 年由上海九院（现中船第九设计院）设计、上海港机厂（现上海振华重工集团股份有限公司）制造的 150t 门座起重机作为援助设备，提供给马耳他共和国的 30 万 t 干船坞，如图 38-44 所示。

20 世纪 90 年代末以及 21 世纪初，随着国内造船业、海洋工程业、海上运输业的飞速扩

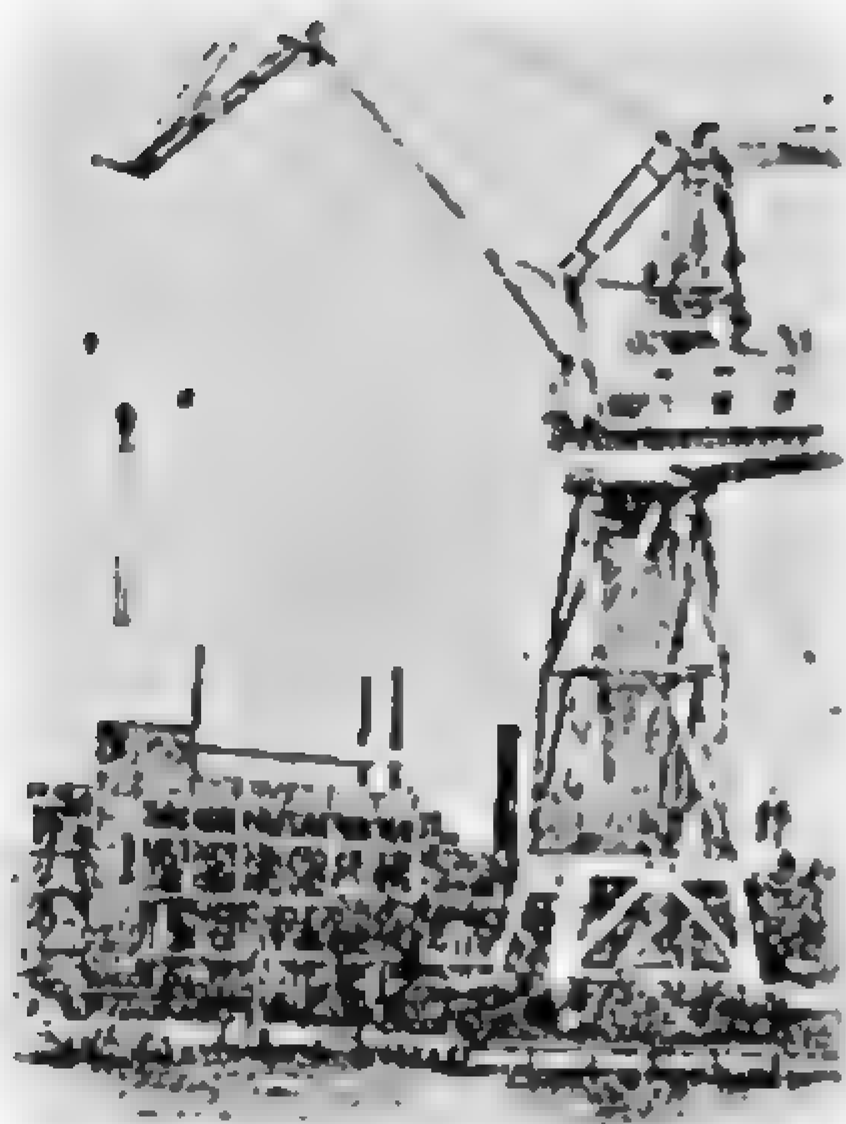


图 38-44　上海港机厂 150t 门座起重机



图 38-45　青岛海西重机 200t 门座起重机

张，大吨位大件吊装门座起重机开始在船厂、重型设备制造基地及港口重大件装卸码头得到应用。

目前，除大型港口机械制造公司，如上海振华重工、大连华锐重工等公司外，大型船舶与海工制造企业现在也开始涉足大吨位、重大件吊装门座起重机。

图 38-45 所示为中船武汉船机青岛海西重机为日本常石集团制造的 200t-48m 单臂架门座起重机。广州文冲船厂为本厂制造了 2 台 100t 门座起重机和 1 台 150t 门座起重机，如图 38-46 所示。

38.4.2　分类

重大件吊装门座起重机多采用转柱式门座起重机形式。

按臂架形式进行分类，重大件吊装门座起重机主要分为两大类：一类是四连杆(组合臂架式)转柱式，如图 38-44 和图 38-46 所示；另一类是单臂架转柱式，如图 38-40～图 38-43、图 38-45 所示。

其中，四连杆组合臂架式属于配重平衡的门座起重机。而单臂架则不同，在单臂架式门座起重机中，包含有配重平衡式和非配重平衡式两种形式。

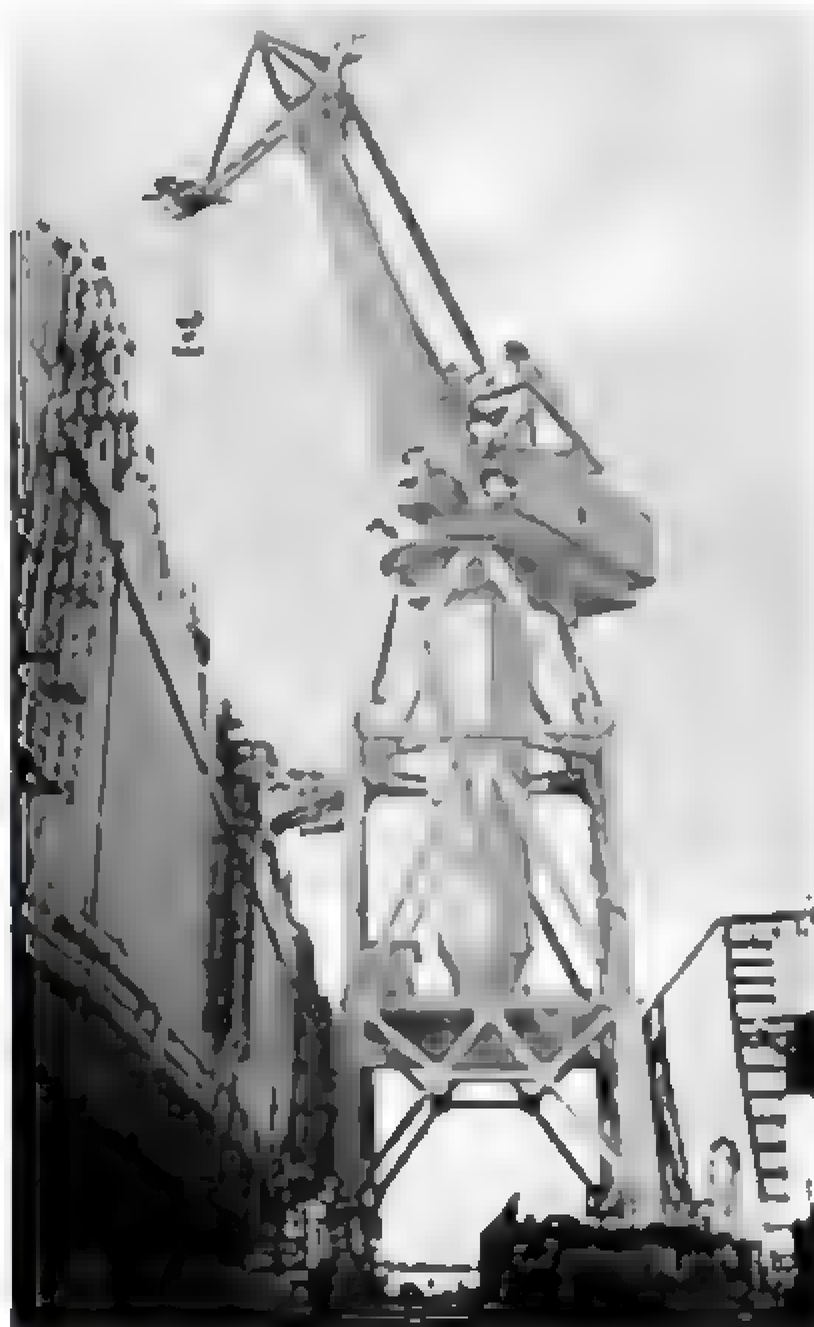


图 38-46　广州文冲船厂 150t 门座起重机

四连杆转柱式和单臂架转柱式的构造特点、基本计算等，可以参见陆国贤所著《门座起重机设计》以及本手册第 1 章中的相关内容。

38.4.3 整机组成与设计

1. 整机组成

与本手册第1章"门座起重机"部分相同，重大件吊装门座起重机同样由金属结构、机构、电气系统、安全保护装置及辅助装置等构成。

2. 金属结构

重大件吊装门座起重机的金属结构主要由臂架系统(四连杆式、单臂架式)、人字架、转台、转柱、门架等组成。有关金属结构设计的基本知识和计算方法，可以参见陆国贤所著《门座起重机设计》一书和本手册第1章"门座起重机"部分。

本节仅侧重阐述重大件吊装门座起重机金属结构设计中易被忽略的重要细节，主要体现在臂架系统和门架设计中。

1) 臂架系统

(1) 四连杆组合臂架系统

文冲船厂的150t门座起重机(见图38-46)的臂架系统属于典型的四连杆组合式。

四连杆组合臂架系统由象鼻梁、刚性拉杆、臂架、人字架通过铰轴组合构成四连杆机构，实现变幅过程中物品的近似水平移动。

四连杆组合臂架式的门座起重机上部重量较大，在起重吨位超出150t时基本不再采用这种形式，取而代之的是单臂架式。

重大件吊装门座起重机的四连杆组合臂架系统，在设计时易被忽略的重要细节有以下几点。

① 刚性拉杆长细比

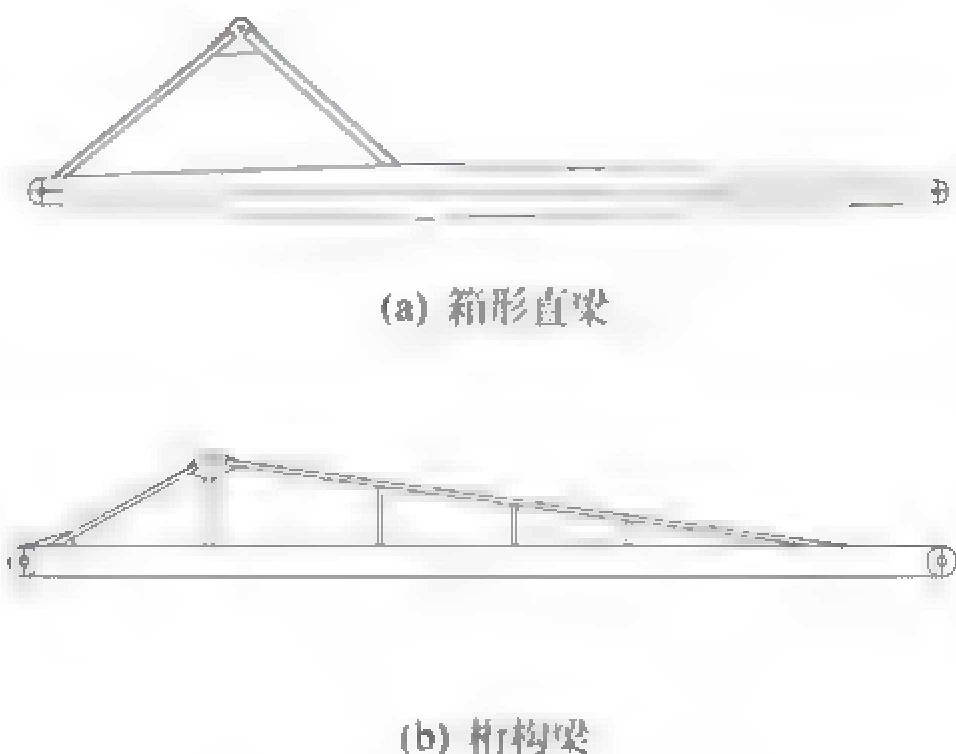
拉杆是上端与象鼻梁尾部铰接、下端与人字架顶部铰接的刚性受拉构件。

在陆国贤所著《门座起重机设计》中，给出刚性拉杆的极限长细比为150～200。《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)中，给出主要承载受拉构件的长细比应小于等于200。但当拉杆在风振方向上的长细比超出120时，即使拉杆上开设了破坏滑流的泄风口，也会发生显著的风致涡振现象。因此刚性拉杆在风振方向上的长细比，设计时应控制在120以下。

刚性拉杆的涡激共振问题可以参见卢耀祖和范祖尧的《门座起重机刚性拉杆涡激共振分析》、朱崇飞的《门座起重机矩形拉杆绕流数值模拟分析》等文献。

② 臂架在压弯载荷下的整体稳定

四连杆组合臂架式中的臂架，通常为箱形直梁或桁构梁，属于双向压弯构件，如图38-47所示。



(a) 箱形直梁

(b) 桁构梁

图38-47 臂架构造形式

重大件吊装门座起重机的四连杆臂架，由于臂架较长、自重和迎风面很大，因此弯曲应力所占比重很大，必须按照双向压弯构件进行整体稳定性校核，有

$$\frac{N}{\varphi A}+\frac{M_x}{W_x}+\frac{M_y}{W_y}\leqslant[\sigma] \tag{38-4}$$

$$\frac{N}{\varphi A}+\frac{1}{1-\frac{N}{N_{Ex}}}\times\frac{M_x}{W_x}+\frac{1}{1-\frac{N}{N_{Ey}}}\times\frac{M_y}{W_y}\leqslant[\sigma] \tag{38-5}$$

双向压弯构件的整体稳定性校核，见《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)。

③ 铰点的轴向力

四连杆组合臂架中的铰点数量繁多，设计时往往关注铰轴的径向承载能力，而忽视了侧向风载、回转惯性所产生的铰点轴向力。由于重大件吊装门座起重机的铰点轴向力较大，会造成铰轴滑移以及轴端挡板的疲劳破坏，因此当铰轴的横向滑移摩擦不足以抵消需承担的侧向力时，应另外设置较强的轴向止挡。

(2) 单臂架

重大件吊装门座起重机的单臂架，又可分为配重平衡式和非配重平衡式。

KRUPP 150/75t、石川岛播磨重工300t、

大连华锐重工260t门座起重机属于典型的配重平衡式。

武汉船机青岛海西重机的200t 48m门座起重机属于典型的非配重平衡式。

单臂架的臂架本体可以是箱形梁构造，也可以是桁架构造。

当臂架长度在80m以下时，风载荷产生的应力(包括风致涡振的动态应力)不占主要成分，建议采取箱梁形式。这是因为箱形梁构造制造工艺简单，焊接成形的质量高，并且箱梁构造可以根据受力大小布置横断截面的大小。

当臂架长度在80m以上时，风载荷产生的应力会占较大成分，因此应采取桁架构造。桁架构造单臂架的整体稳定长细比超过70时，应按《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)双向压弯构件，校核整体稳定性。

桁架构造的单臂架，除要校核双向压弯整体稳定性外，还应按照《钢结构设计规范》(GB 50017—2003)分别对弦腹杆接头、腹杆的刚性支承能力、节间弦杆的单支稳定等进行校核。

单臂架式中的臂架本体，即使采用钢丝绳柔性变幅机构，其依然为双向压弯构件，不能视为轴压构件，整体失稳校核同四连杆臂架。

桁架构造的单臂架，随着臂架幅度和吊载大小的变化，临界部位弦腹杆的拉压状态可能产生互换，应认真分析，避免因拉压交换后局部弦腹杆受压失稳产生破坏。

2) 门架

重大件吊装门座起重机在采用转柱式旋转支承形式时，门架为八杆构造形式，包括单层八杆或双层八杆结构。

八杆门架的上部圈梁、下部十字梁是设计中的关键点。

(1) 上部圈梁和齿圈的刚度

上部圈梁安装有水平轮轨道、回转大齿圈(或销齿圈)。除常规的强度计算外，还应计算承载后上部圈梁和回转大齿圈的椭圆变形。变形过大，会对回转齿轮啮合、水平轮滚动有较大影响。

回转齿轮与大齿圈(或销齿圈)的装配侧隙、水平轮组的可调整补偿能力、回转冲击等，均应计及椭圆变形的影响。

(2) 下部十字梁的刚度

下部十字梁上，装有回转推力轴承。十字梁刚度不足会影响推力轴承的寿命，严重时造成推力轴承的破坏。

十字梁的推荐刚度为1/1250～1/1000，具体数值应根据推力轴承厂商的实际使用和计算数据来确定。

十字梁设计时，还应考虑更换轴承的顶升工况，应设置顶升点。

3. 起重机机构

重大件吊装门座起重机的主要机构包括：主/副起升机构、变幅机构、回转机构和运行机构。

重大件吊装门座起重机机构设计中应注意的特殊性如下。

1) 起升机构

重大件吊装门座起重机由于起重量大、起升高度大，起升机构通常会采取2个以上的多层缠绕卷筒。

当卷筒的制造偏差、钢丝绳直径偏差累积到一起时，对应在钩头处动滑轮组的升降速度将不同，会造成吊钩横梁偏斜与承载不均，因此应合理设计卷筒的直径公差、钢丝绳的直径公差，尤其是卷筒间和钢丝绳间的相对偏差。

多层缠绕时，钢丝绳的偏斜角超过1.5°(计入缠绕螺旋角影响)，可采用排绳器。

10层以下多层缠绕且偏斜角不超过1.5°时(计入缠绕螺旋角影响)，可采用折线卷筒。

10层以上多层缠绕且偏斜角不超过1.5°时(计入缠绕螺旋角影响)，可采用折线卷筒加排绳器。

折线卷筒加排绳器二者共同使用时，绳径比、螺距大小、公差和偏差等需仔细考虑，不能直接套取各自常规的经验值，需考虑排绳器制造公差和卷筒折线槽制造公差的合理匹配。

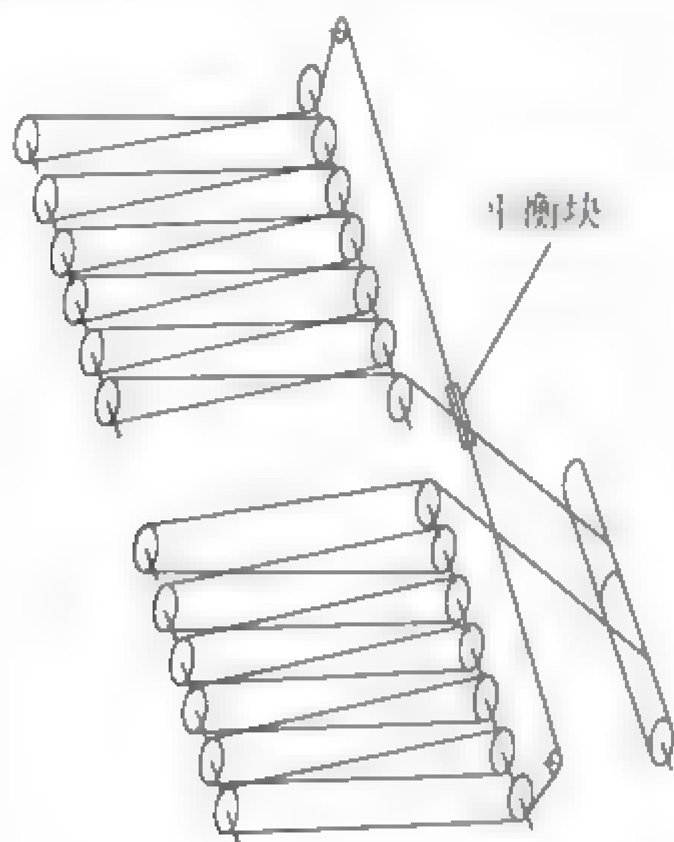
重大件吊装门座起重机的臂架位于最大工作幅度时，起升钢丝绳的跨度较大，为保证处于起升上限的空载吊钩顺利放下，需校核此时的钩头自重产生的下降拉力是否大于悬垂段钢丝绳自重拉力，计算详见周玉申编著的《缆索起重机设计》。

2）变幅机构

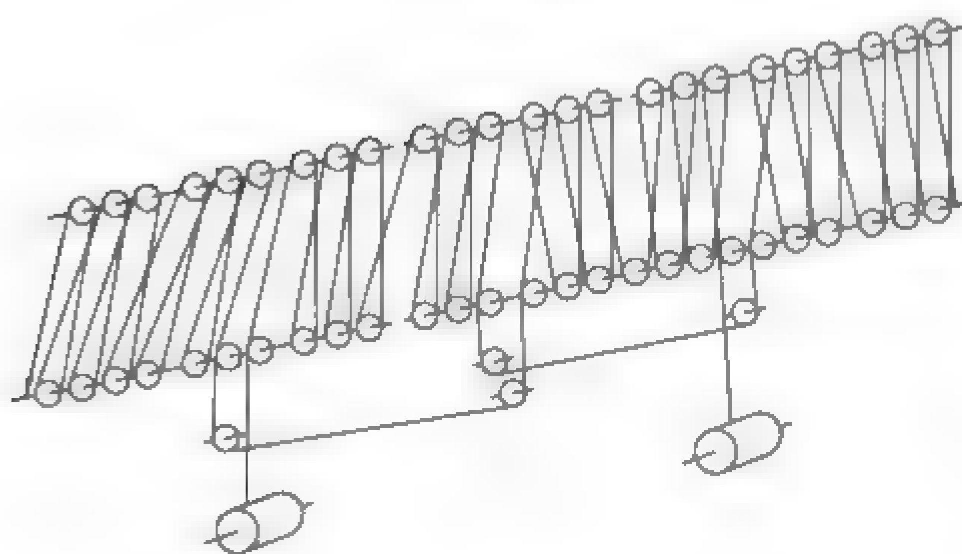
重大件吊装门座起重机的变幅机构根据臂架形式的不同，采取以下两种形式。

采用四连杆臂架或配重平衡单臂架，可选用螺杆或齿条传动的刚性变幅机构。

采用非配重平衡单臂架时，选用钢丝绳牵引的柔性变幅机构。柔性变幅机构的性质与起升机构类似。采用柔性变幅时，钢丝绳缠绕应对称布置，以保证承载的均衡性。柔性变幅机构的钢丝绳缠绕系统，可采用平衡块式或交叉式缠绕系统，如图38-48所示。



(a) 平衡块式缠绕系统



(b) 交叉式缠绕系统

图38-48　柔性变幅机构的钢丝绳缠绕系统

在起升机构中提到的卷筒与钢丝绳制造偏差问题，同样适用于柔性变幅机构。

柔性变幅机构还需校核突然失载状态时，后倾产生的动态冲击破坏以及倾翻稳定性问题。

3）回转机构

重大件吊装门座起重机通常采用转柱式回转机构，由多套回转驱动装置同时驱动，不均衡现象较明显，可采取2套以上电气控制单元，每套控制单元交叉控制连接位于臂架两侧的回转驱动装置。

重大件吊装门座起重机回转机构的制动系统通常为常开式，可采用液压或气动制动器。采用气动制动器时，应选用锁定式脚踏开关，通过延时电磁阀使制动器平稳制动和安全锁定。

回转转柱的下部支承，若采用球面推力轴承，应满足4.0以上的静态安全系数。

回转驱动装置中的立式行星减速器，应采取外部偏心壳体形式，方便调整与安装。

立式行星减速器的连接法兰，应进行最大回转扭矩载荷下的能力校核，能力不足时需要增加螺栓数量或设置承剪销。

立式行星减速器所承受的回转转矩，可能会造成减速器定位环焊缝的破坏，应认真校核。

4）运行机构

重大件吊装门座起重机的运行机构，通常为工作性运行机构，具有带载运行功能。

当臂架偏转到门架一角、起升机构满载时，其对角处的轮压变小甚至出现负值，此时整机若带载行走，较小轮压处由于轮压不足而不能提供足够的驱动黏着力，会造成驱动打滑。这时需验算其余三角上驱动车轮的黏着力所能提供的驱动能力能否满足启、制动要求。

当一角出现负轮压时，轮压会重新进行分布，此时应按三角形轮压分布进行计算，防止出现轮压超出地面许用值的情况。

当驱动电动机通过单轮驱动而轮压不足可能出现打滑时，可将2个或多个车轮通过开式齿轮传动连接在同一个驱动电动机上，避免打滑。

采用开式齿轮连接时，应注意车轮台架与开式齿轮之间的装配公差，公差匹配不合理时，容易造成传动部件的损坏。

38.4.4　典型产品及技术参数

表38-10～表38-14为不同制造厂家产品的主要参数，表中数据主要根据厂家样本或官方网站等公开信息整理而成，仅供参考，请以各厂家提供的最终版本为准。

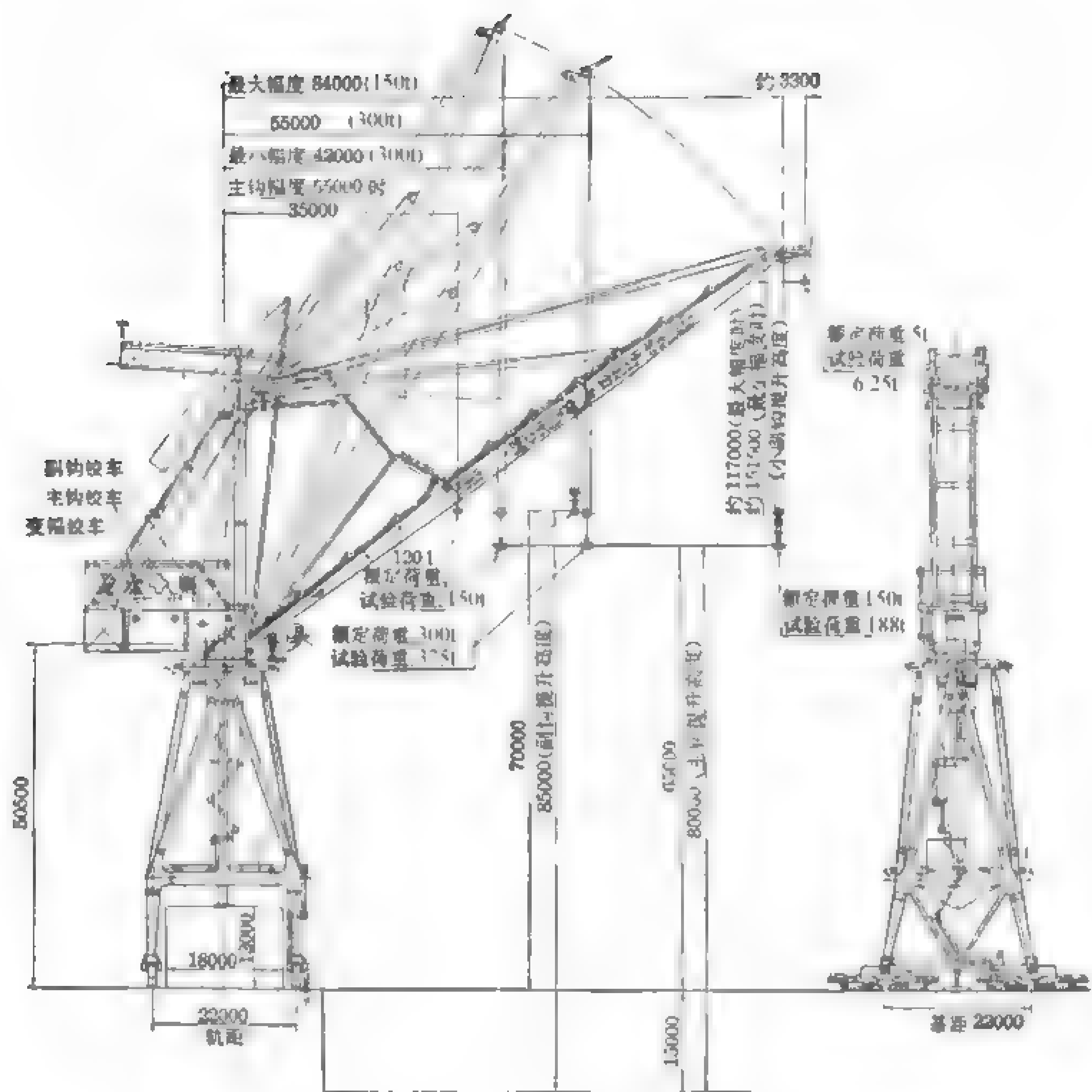
表 38-10　德国 KRUPP150/75t 门座起重机主要参数

名称		规格参数
起重量及幅度	主钩	150t(工作幅度 38m)
	副钩	75t(工作幅度 44m)
工作速度	主起升/(m/min)	11～22
	副起升/(m/min)	11
	回转/(r/min)	0.33
	变幅/(m/min)	30(臂架头部平均线速度)
	运行/(m/min)	40
轨距/m		12
基距/m		—

表 38-11　日本日立 120t 门座起重机主要参数

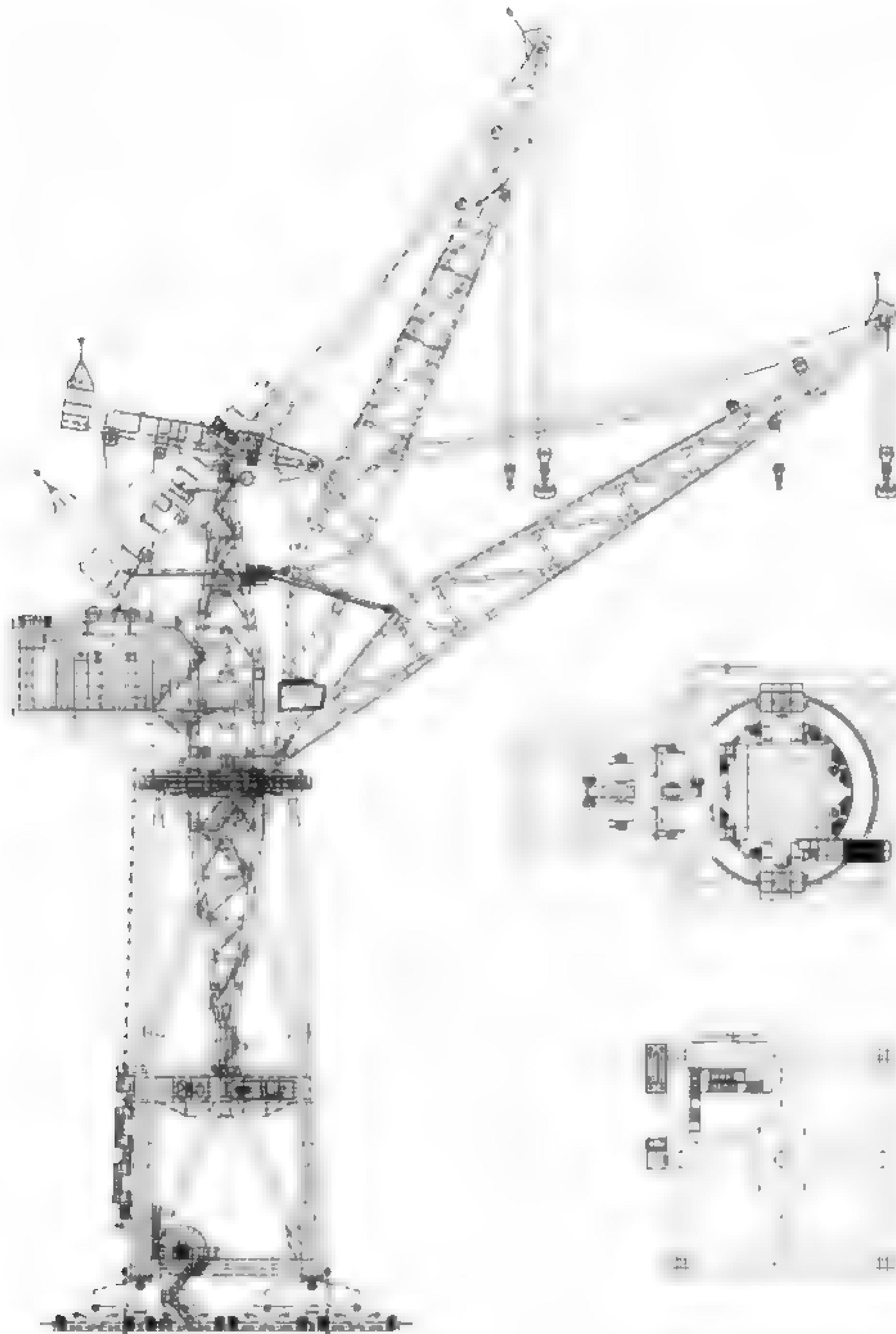
名称		规格参数
起重量及幅度	主钩	120t(工作幅度 23～39m)
		100t(工作幅度 39～43m)
		75t(工作幅度 43～49m)
	副钩	60t(工作幅度 17.5～36m)
起升高度/m	轨上	55
	轨下	5
轨距/m		12
基距/m		—

表 38-12 石川岛播磨重工 300t 门座起重机主要参数



名称		规格参数
起重量及幅度	主钩	300t(工作幅度 42～55m)
		150t(工作幅度 55～84m)
	副钩	120t(工作幅度 53～27m)
起升高度/m	主钩	轨上 65
		轨下 15
	副钩	轨上 70
		轨下 15
工作速度	主起升/(m/min)	6.5(300t 以下)
		13(150t 以下)
	副起升/(m/min)	6.5
	回转/(r/min)	0.2
	变幅/(m/min)	20
	运行/(m/min)	36
轨距/m		22
基距/m		22

表 38-13　大连华锐重工 260t 门座起重机主要参数



名　　称		规格参数
起重量及幅度	主钩	260t(工作幅度 35～32m)
		200t(工作幅度 40～32m)
		90t(工作幅度 65～19m)
	副钩	63t(工作幅度 55～28m)
工作速度	主起升/(m/min)	0.25～2.5
	副起升/(m/min)	0.55～5.5
	回转/(r/min)	0.16
	变幅/(m/min)	10
	运行/(m/min)	20
轨距/m		16
基距/m		—

表 38-14 上海振华 350t 门座起重机主要参数

名称		规格参数
起重量及幅度	主钩	350t(工作幅度 28～19m)
		300t(工作幅度 30～19m)
		240t(工作幅度 32～19m)
		160t(工作幅度 36～19m)
	副钩	30t(工作幅度 39～22m)
工作速度	主起升/(m/min)	5～10
	副起升/(m/min)	15～30
	回转/(r/min)	0.29
	变幅/(m/min)	12
	运行/(m/min)	26

38.4.5 选型注意事项

重大件吊装门座起重机在选型时需要注意的事项包括：

(1) 起升高度、工作幅度、门架高度三者需进行优化组合，过长臂架加矮门架或过短臂架加高门架都不是合理设计，都会造成门座起重机设备与地面工程总成本的增加。

(2) 载人电梯和登机通道应能安全穿越上部回转部分形成连续通道，尽可能避免必须在某一特定的接口区登上上部回转结构中。

(3) 起升机构应设置换绳辅助卷绕装置，方便钢丝绳更换作业。

(4) 臂架前端应设置钢丝绳安全卡紧装置，防止更换钩头部件时钢丝绳松弛脱落。

(5) 新设计制造的大件吊装门座起重机，应在臂架铰点、回转水平轮、回转推力轴承等关键部位增设 CCTV 监控。

38.4.6 技术标准与规范

重大件吊装门座起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表 38-15 中的标准与规范。

表 38-15 门座起重机相关标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 29560—2013	《门座起重机》
2	GB/T17495—2009	《港口门座起重机》
3	GB 6067.4	《起重机械安全规程 第 4 部分：臂架起重机》
4	JT/T 400—2016	《港口门座起重机安全规程》
5	GB/T 31052.4	《起重机械 检查与维护规程 第 4 部分：臂架起重》(在编)

38.5 重大件吊装固定式起重机

38.5.1 概述

1. 设备特点

重大件吊装固定式起重机隶属于臂架类起重机范畴，其起重量一般在 350t 及以上。图 38-49 所示为大连华锐重工集团股份有限公司(简称 DHHI)设计制造的 600t 固定式起重机。由于该类型起重机起重量大，无行走机构，其工作范围仅限于臂架幅度所能达到的回转半径之内，且工作级别较低，通常整机工作级别为 A4。该类型起重机基础采用固定底座式，整机稳定性能高，抗风、抗震能力强。

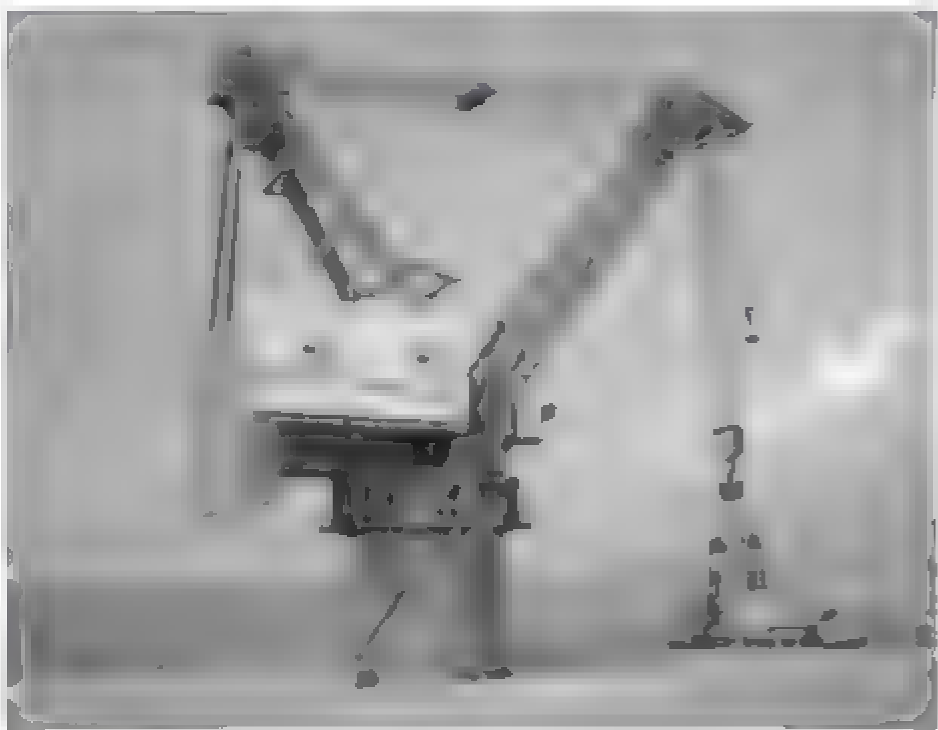


图 38-49 DHHI 公司研制 600t 固定式起重机

2. 应用范围

重大件吊装固定式起重机是重件码头装卸作业的关键设备之一。随着核电工程的发展及大型钢厂项目的开发，一些重型关键核设

施及大型钢厂关键装备都对该类起重机设备产生很大的需求。另外，随着造船行业及海洋工程的发展，该类起重机对船舶分段合拢、钻井平台组立等工作也表现出优越的综合性能。

3. 国内外发展现状

重大件固定式回转起重机多见于核电厂、火电厂、钢厂重件码头等。近年来，我国核电事业发展迅猛，几乎所有的核电厂均配备400t以上起重量的大型固定式回转起重机，作为重件装卸设备发挥着重要作用。目前，国内的主要设计、制造单位有大连华锐重工集团股份有限公司、上海电力机械厂、上海振华重工等。其中大连华锐重工集团股份有限公司为烟台RAFFLES成功设计制造了1900t固定回转式起重机(见图38-50(a))，为福建福清核电设计制造了800t固定回转式起重机，原上海港机重工有限公司为海南昌江核电制造了550t固定回转式起重机，上海电力机械厂为后石电厂设计制造了450t固定回转式起重机(见图38-50(b))。

作为同类产品，重大件吊装固定式起重机在国外应用较广泛，尤其是在美国的造船厂，一般配备起重量为250～350t的固定式起重机，最大起重量可达500～600t。设计制造这类设备的国外厂商主要有美国NATIONAL OILWELL、韩国CTC等。

38.5.2　分类及特点

重大件吊装固定式起重机主要分为两大类：一类是固定回转式，如本节所述起重机；另一类是固定非回转式(也叫桅杆起重机)，该类起重机的形式特点、基本计算等，可参见38.6节中相关内容。

38.5.3　整机组成与原理

1. 整机组成

重大件吊装固定式起重机整机由金属结构、机构、辅助装置、电气系统及安全保护装置等构成。

2. 金属结构

重大件吊装固定式起重机的金属结构主要由臂架、人字架、转台、固定立柱等组成，如图38-51所示。但不同类型大件吊装固定式起重机的金属结构略有不同。

合理选择各部分金属结构件的形式，对满足起重机的作业要求、降低自重、提高起重机的性能等十分重要。

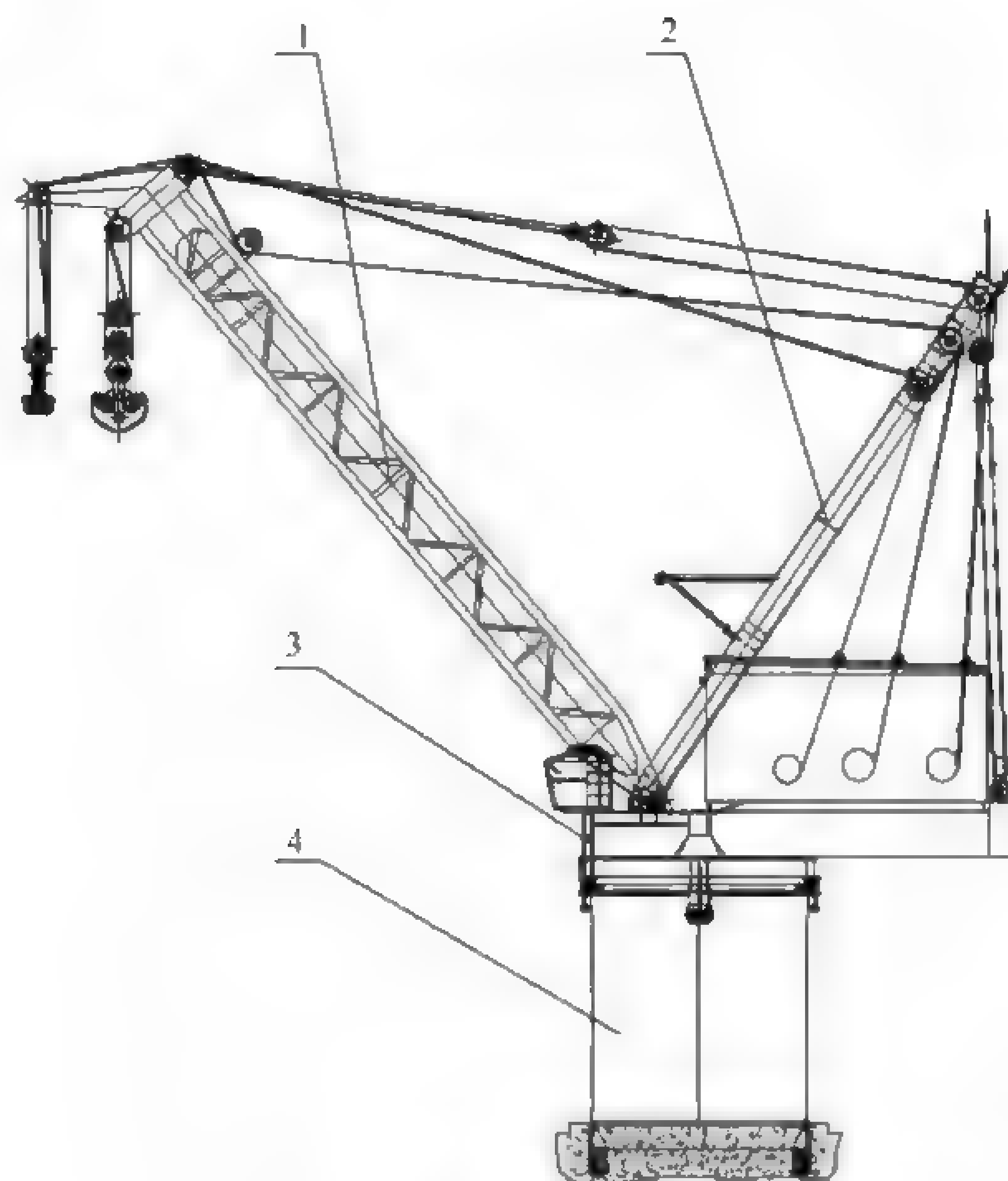


(a) 烟台RAFFLES 1900t造船用固定式起重机

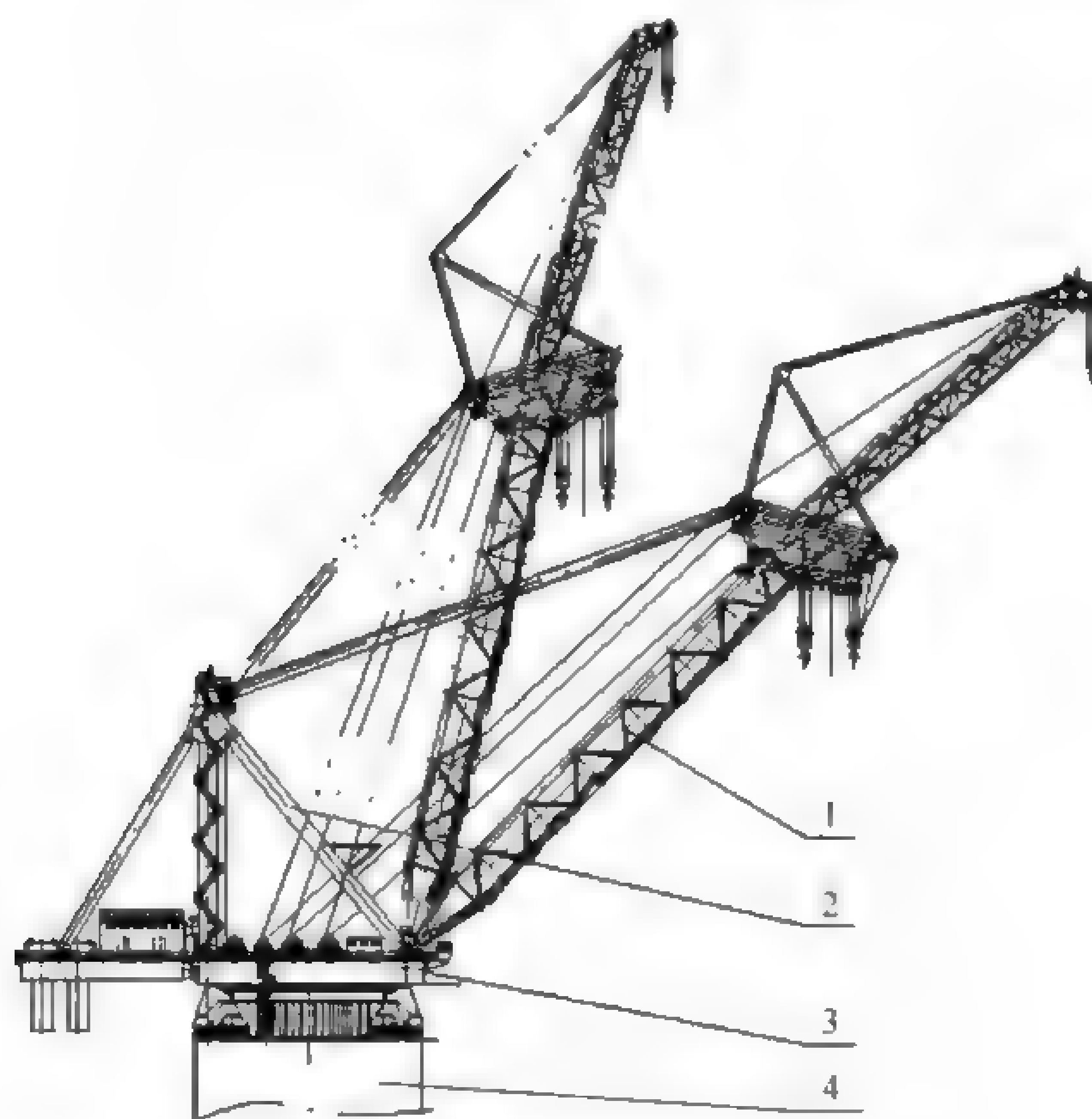


(b) 450t大件吊装用固定式起重机

图38-50　国内部分固定式起重机



(a) 单臂架重大件吊装固定式起重机



(b) 组合臂架重大件吊装固定式起重机

图 38-51　重大件吊装固定式起重机

1—臂架；2—人字架；3—转台；4—圆筒固定钢结构

1) 臂架

重大件吊装固定式起重机的臂架系统通常采用桁架结构，有两种结构形式：单臂架系统和组合臂架系统。

(1) 单臂架系统

重大件吊装固定式起重机单臂架系统根据受力大小的不同，其构造有所不同。

受力较小的一般由钢管、型钢焊接成一字形桁架结构(见图 38-52)，或由钢板焊接成箱形梁组合成一字形桁架结构，采用四弦杆桁架形式，臂架头部到尾部横向截面逐渐增大。

受力较大的多采用箱形梁组合人字形桁架结构(见图 38-53)，采用八弦杆桁架形式，将臂架尾部横向尺寸加大。

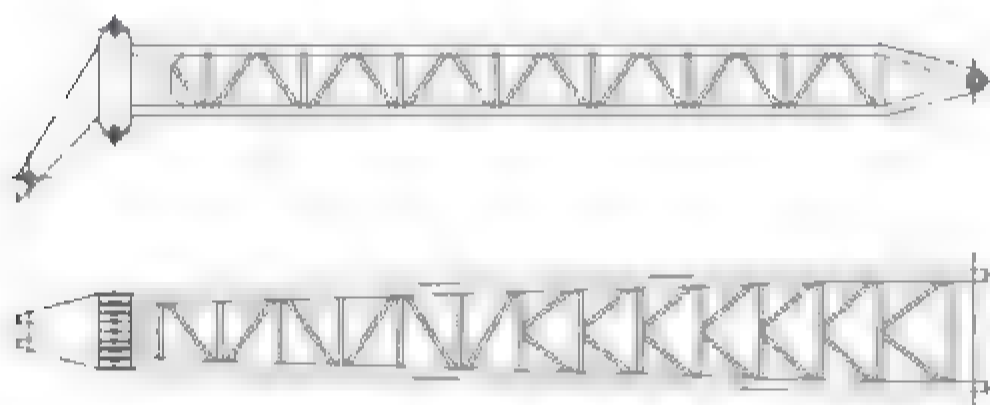


图 38-52　一字形桁架结构

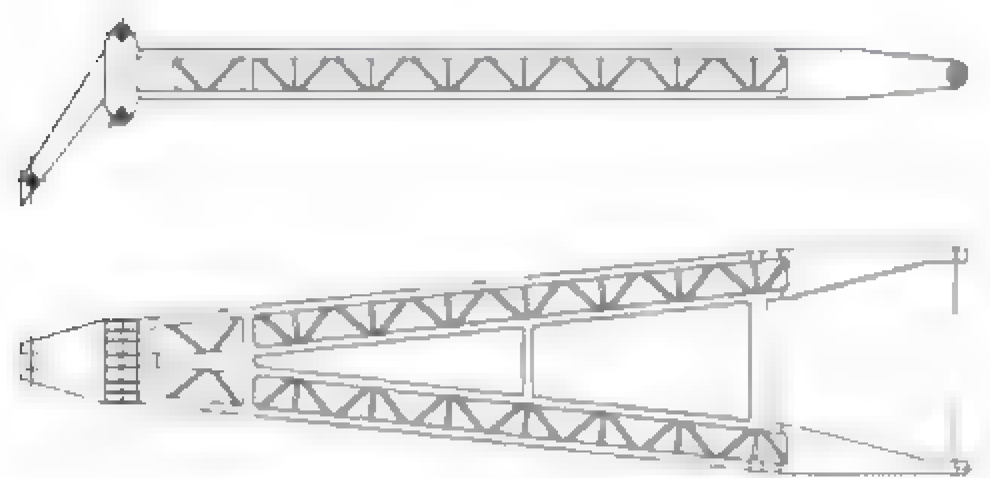


图 38-53　人字形桁架结构

(2) 组合臂架系统

为设置更大幅度的副钩，通常在主臂架头部设置副臂架，主、副臂架组成组合臂架系统(见图 38-54)。

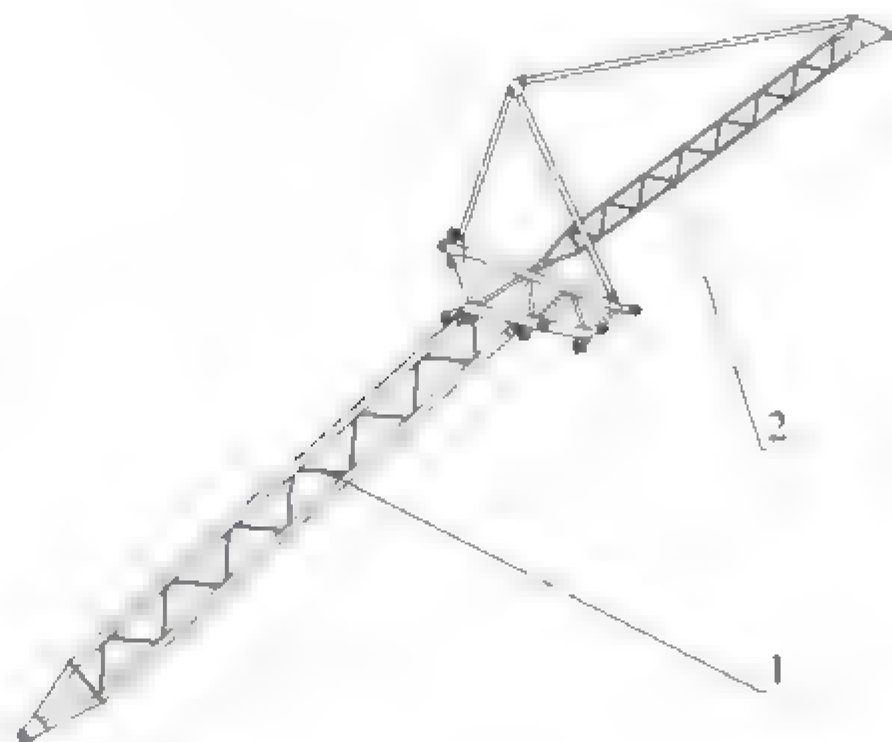


图 38-54　组合臂架结构
1—主臂架；2—副臂架

2) 人字架

重大件吊装固定式起重机的人字架结构通常为桁架式(见图 38-55)。由于工作时前撑杆受力较大，常采用截面较大的焊接箱形结构，后拉杆采用管形结构或其他截面较小的构件，这种形式的人字架应用最为广泛。人字架下部与转台通常采用铰接形式连接。

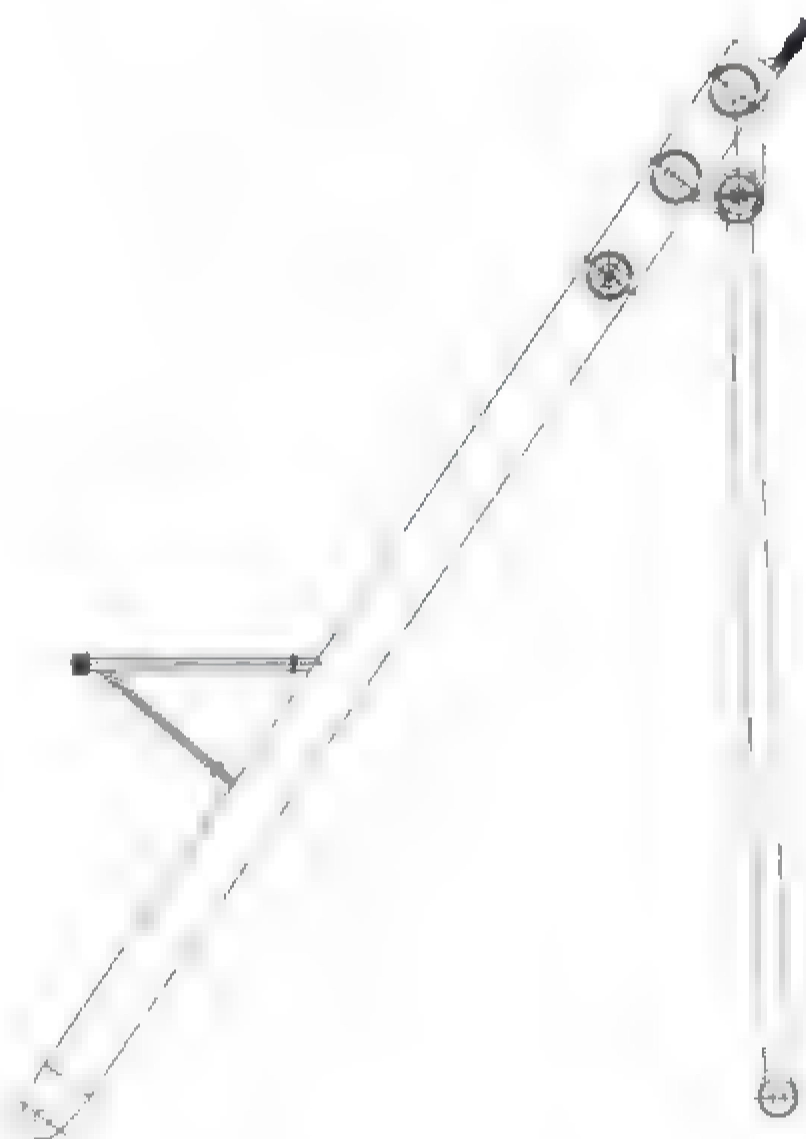


图 38-55　桁架式人字架结构

3) 转台

转台的结构形式主要有两种：箱形梁结构和组合桁架结构。通常转台上安装起升机构、变幅机构及回转机构等。

转台承载能力要求较小时通常采用箱形梁结构(见图 38-56)，其上部设置与臂架、人字架相互连接的铰点，下部设置与回转支承相互连接的支座。

转台承载能力要求较大时通常采用组合桁架结构(见图 38-57)，通过提高转台的高度，便于臂架及人字架铰点的载荷合理地传递到转台下部的回转支承结构。

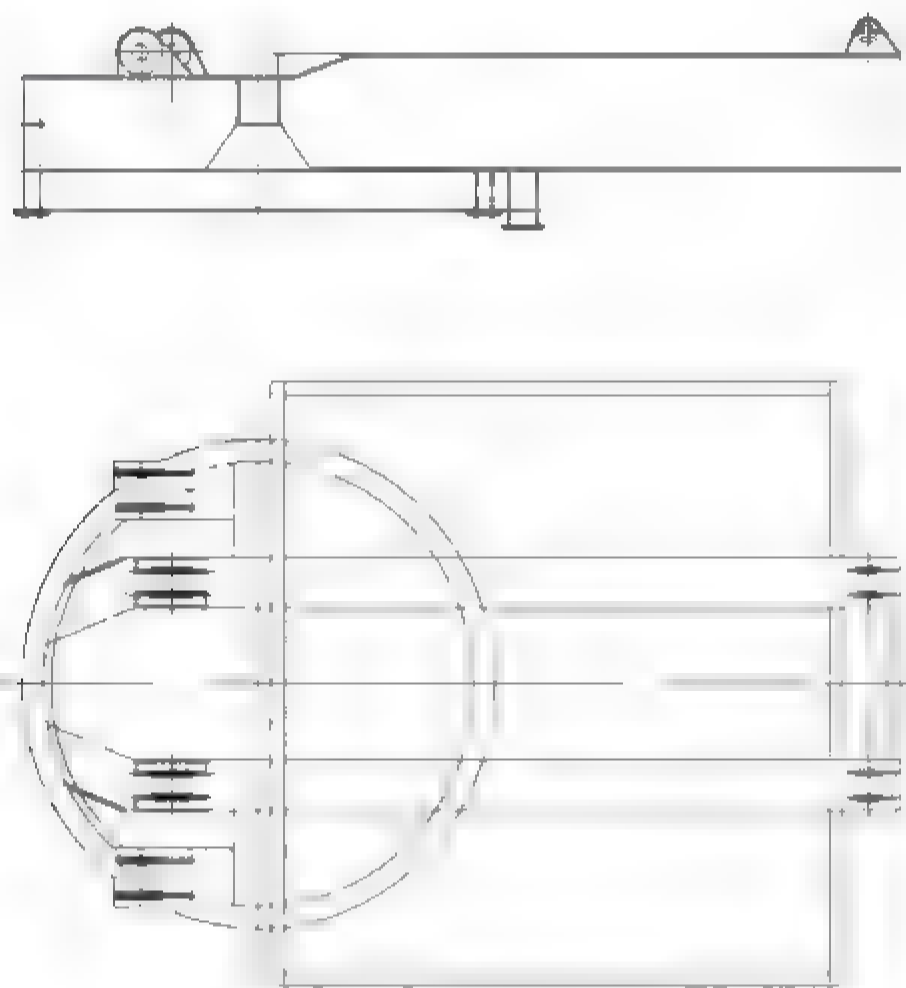


图 38-56　箱形梁式转台结构

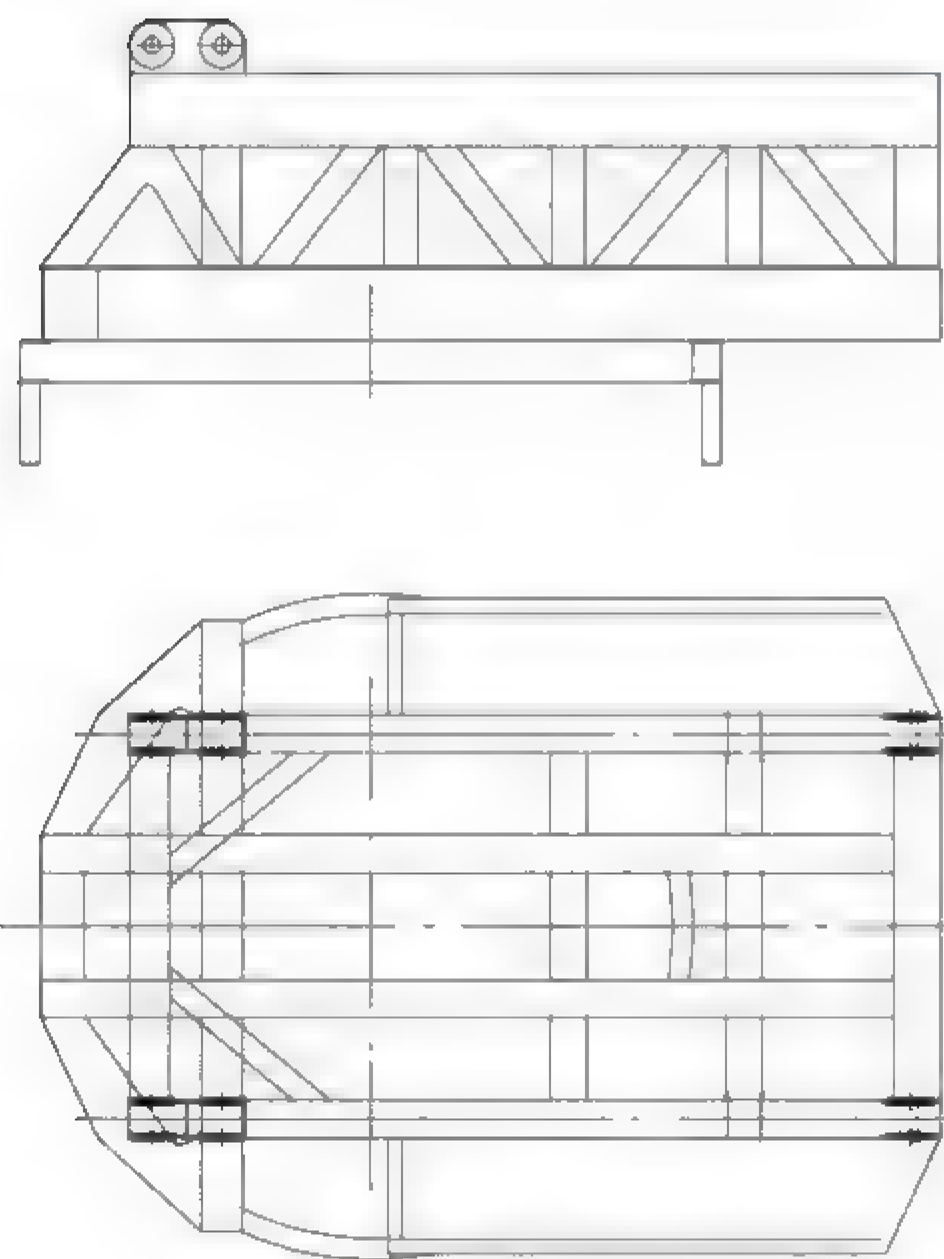


图 38-57　组合桁架式转台结构

4) 固定立柱

重大件吊装固定式起重机通常通过回转支承装置安装在圆筒形金属固定立柱上(见图 38-49),也可以安装在水泥结构等固定立柱上(见图 38-50(a))。

圆筒形金属固定立柱(见图 38-58)通过预埋螺栓与码头地面连接,其上部安装起重机回转轨道、起重机回转驱动销齿等部件。

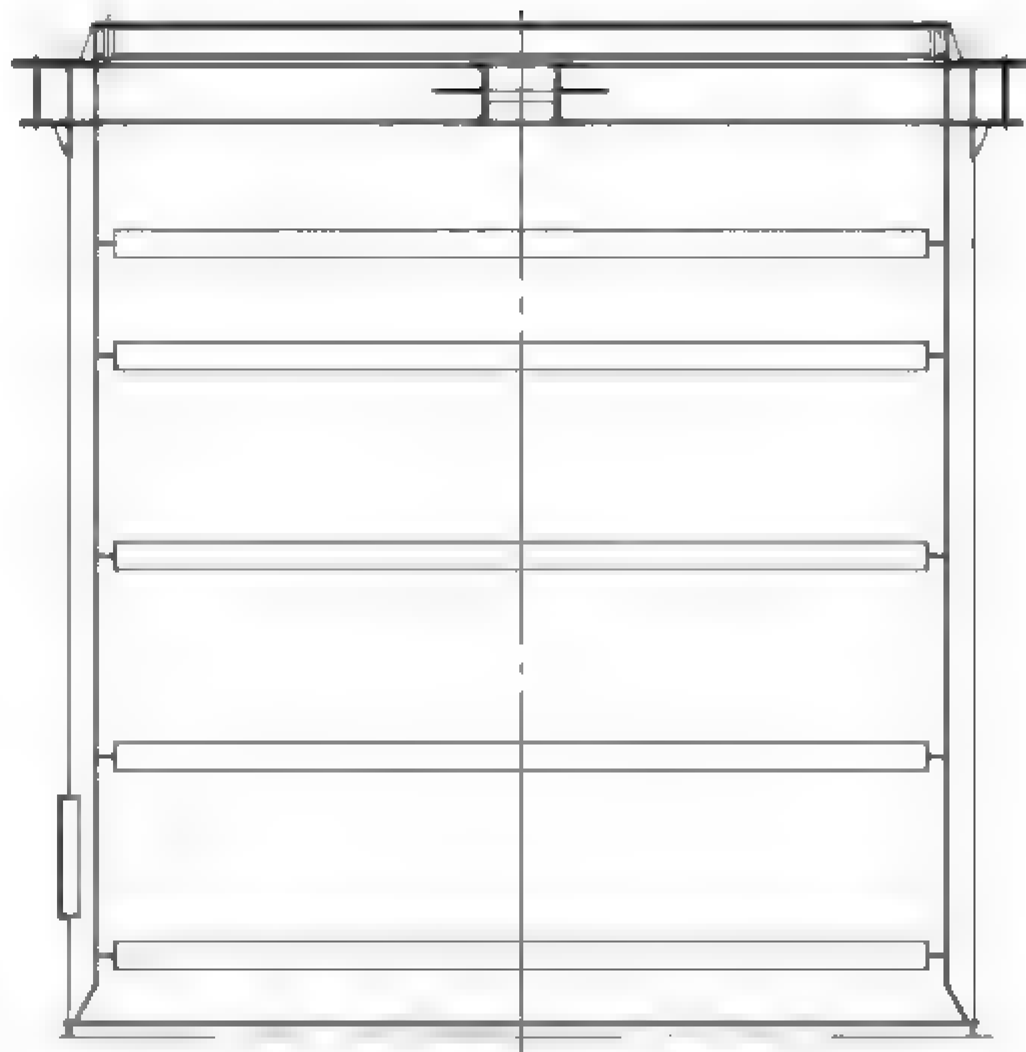


图 38-58　圆筒形金属固定立柱

3. 起重机机构

重大件吊装固定式起重机机构通常包括主、副起升机构,变幅机构,回转机构等。各机构工作的好坏直接影响整台起重机的工作性能。

1) 起升机构

起升机构一般由驱动装置、钢丝绳缠绕系统、取物装置和安全保护装置等组成。驱动装置包括电动机、联轴器、制动器、减速器、卷筒等部件。钢丝绳缠绕系统包括钢丝绳、卷筒、定滑轮和动滑轮。取物装置通常采用吊钩。安全保护装置有超负荷限制器、起升高度限制器、下降深度限制器、超速保护开关、安全制动器等。

(1) 起升机构布置

起升机构的布置形式通常采用如图 38-59 所示的减速器外置式起升卷筒布置形式;为节省空间,也可采用如图 38-60 所示的减速器内置式起升卷筒布置形式。

重大件吊装固定式起重机通常设置高速轴工作制动器和低速轴安全制动器。高速轴工作制动器通常采用盘式或鼓式制动器,低速轴安全制动器视制动力矩大小及安装空间要求可设计为卷筒盘式制动器(见图 38-61)或卷筒带式制动器(图 38-62)。

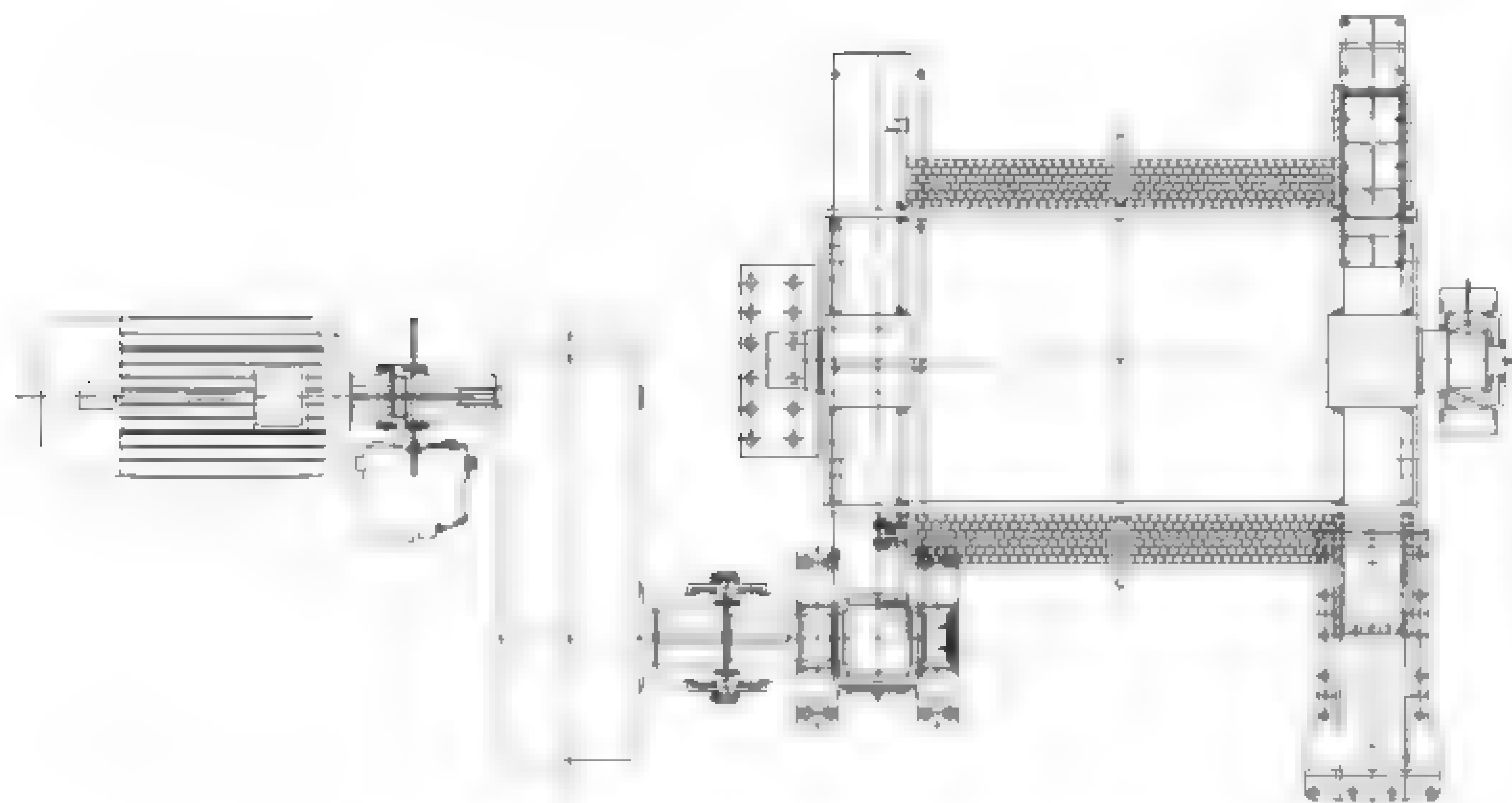


图 38-59　减速器外置式起升卷筒布置形式

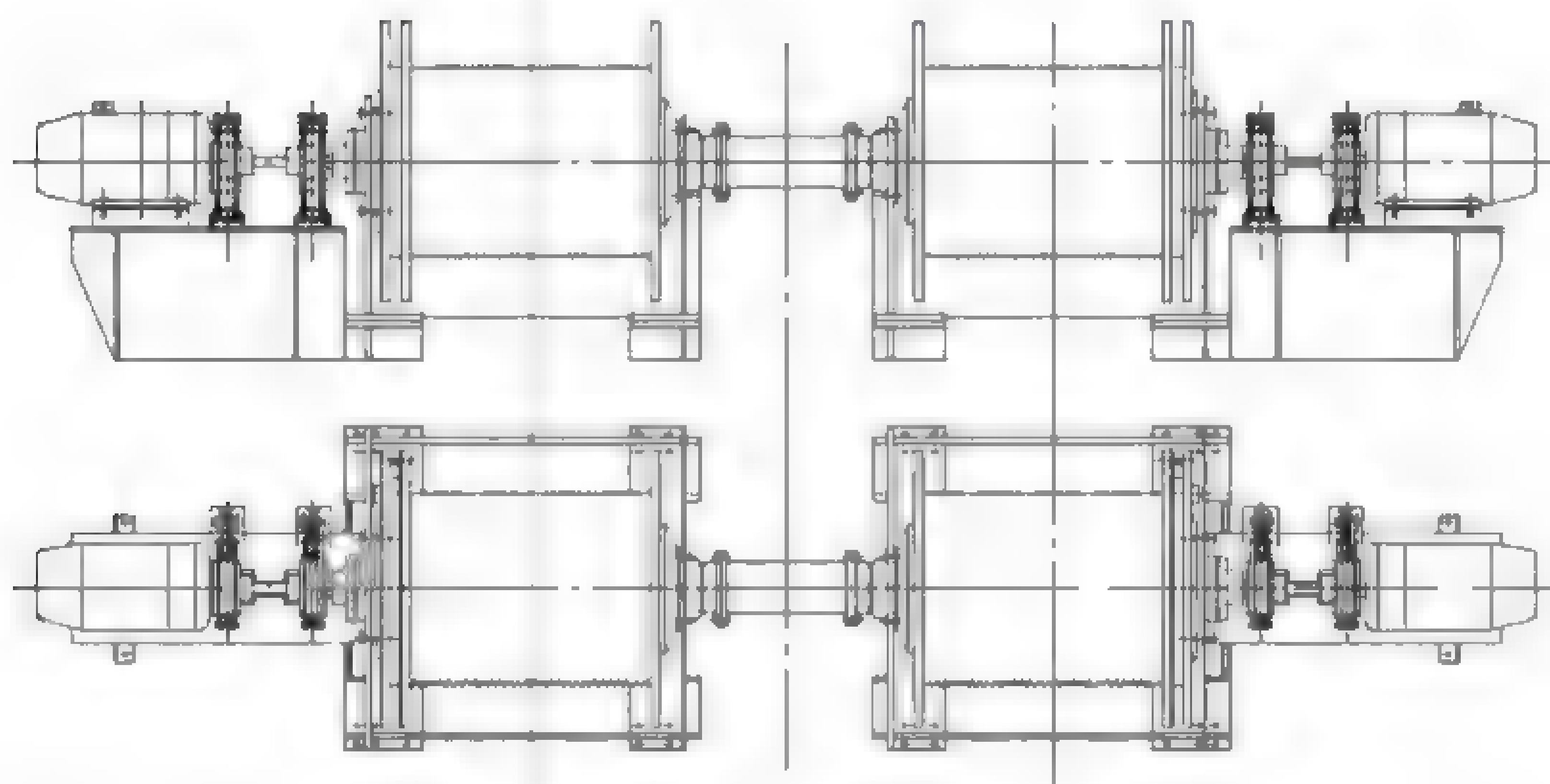


图 38-60　减速器内置式起升卷筒布置形式



图 38-61　低速轴卷筒盘式制动器

(2) 钢丝绳缠绕系统

重大件吊装固定式起重机由于起重量大，通常起升机构采用多倍率钢丝绳缠绕系统。钢丝绳从卷筒引出，经由人字架定滑轮、臂架定滑轮到达吊钩动滑轮，完成缠绕。卷筒可视情况采用单联或双联卷筒。起升机构钢丝绳缠绕形式按照起升高度补偿要求可分为非补偿式(见图 38-63)、卷筒补偿式(见图 38-64)和滑轮补偿式(见图 38-65)。

由于起重量大，钢丝绳缠绕倍率高，卷筒储绳量大，通常钢丝绳卷筒采用多层缠绕形式。适用于多层缠绕的卷筒通常包括：折线卷筒(见图 38-66)、螺旋卷筒加排绳器组合(见图 38-67)、光卷筒加排绳器组合。其中折线卷筒以其缠绳整齐、对钢丝绳损伤小等特点逐步被用户接受并广泛使用。

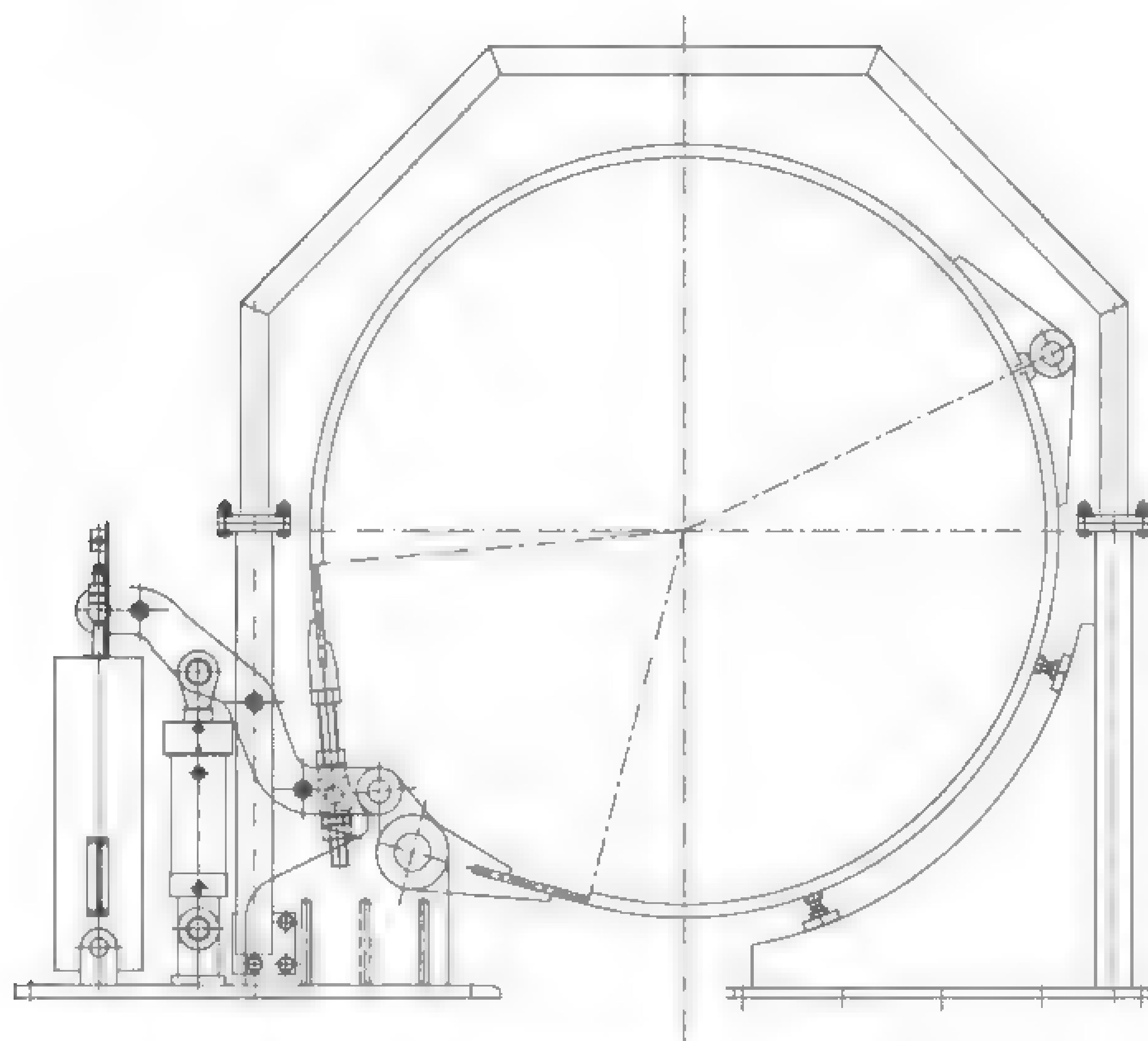


图 38-62 低速轴卷筒带式制动器

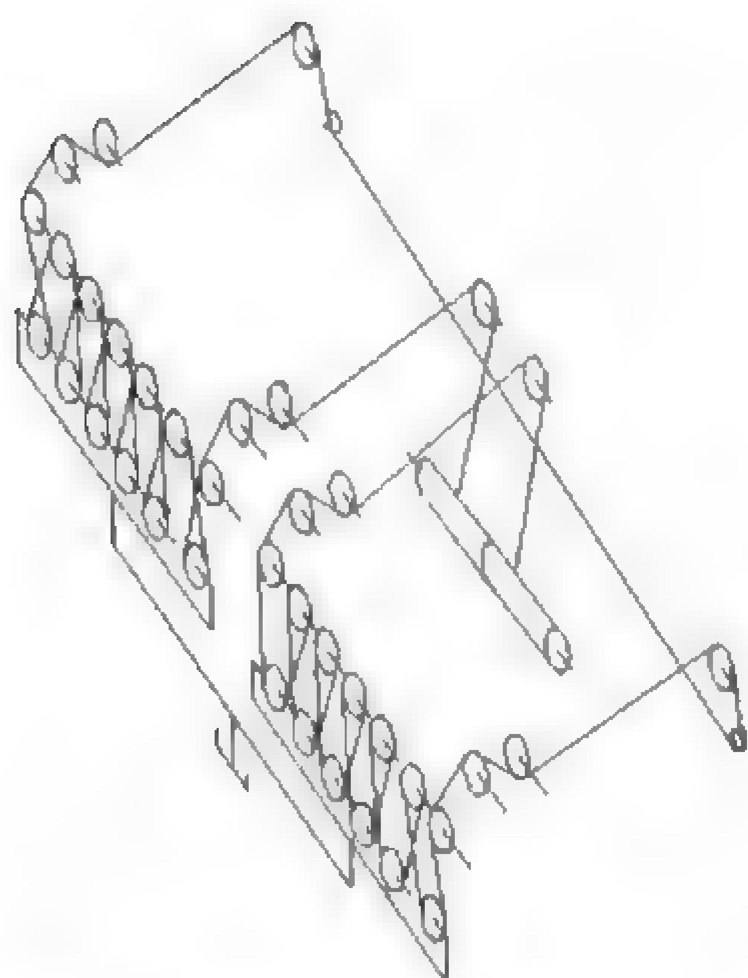


图 38 63 非补偿式钢丝绳缠绕系统

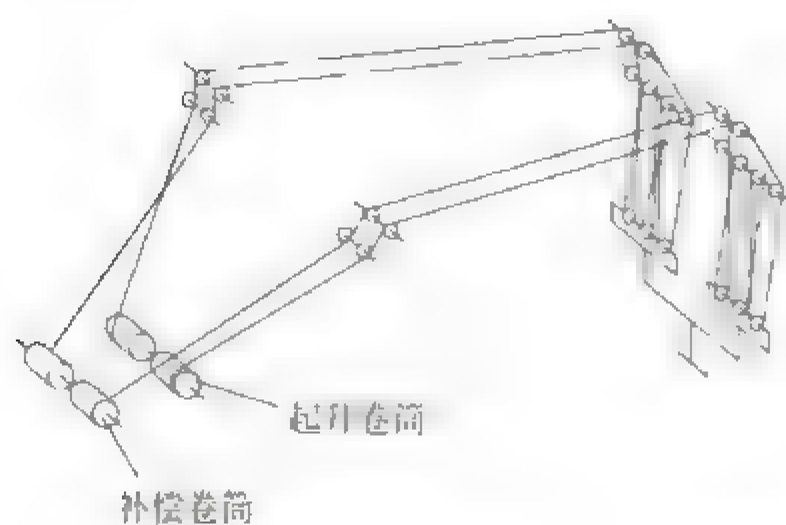


图 38 64 卷筒补偿式钢丝绳缠绕系统

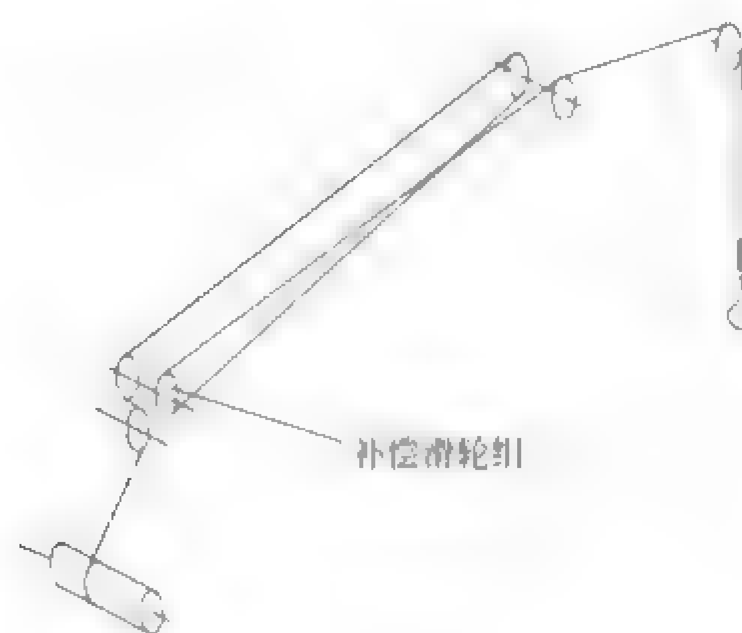


图 38-65 滑轮补偿式钢丝绳缠绕系统

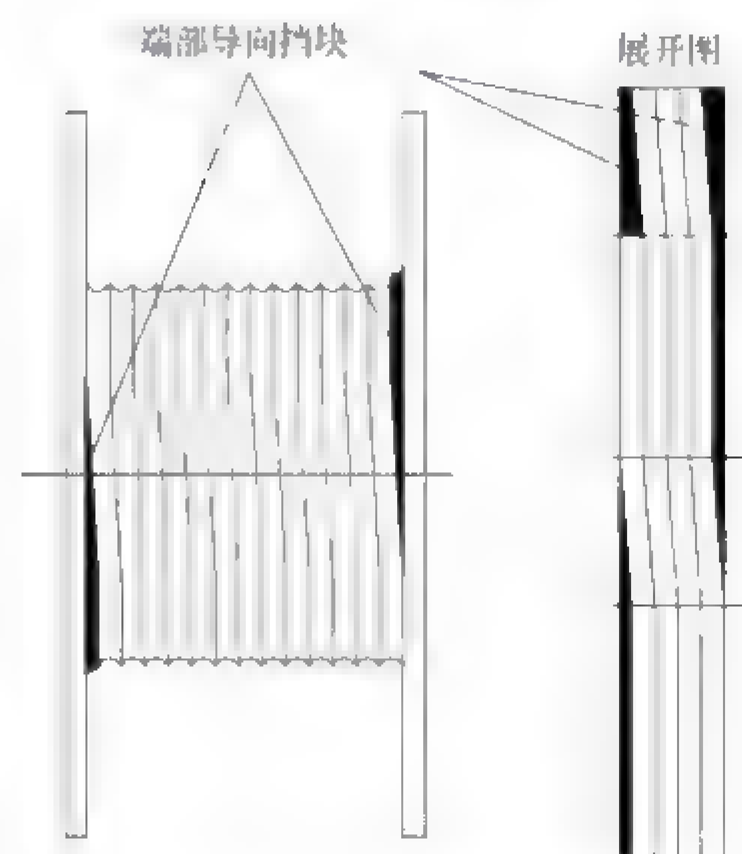


图 38-66 折线卷筒

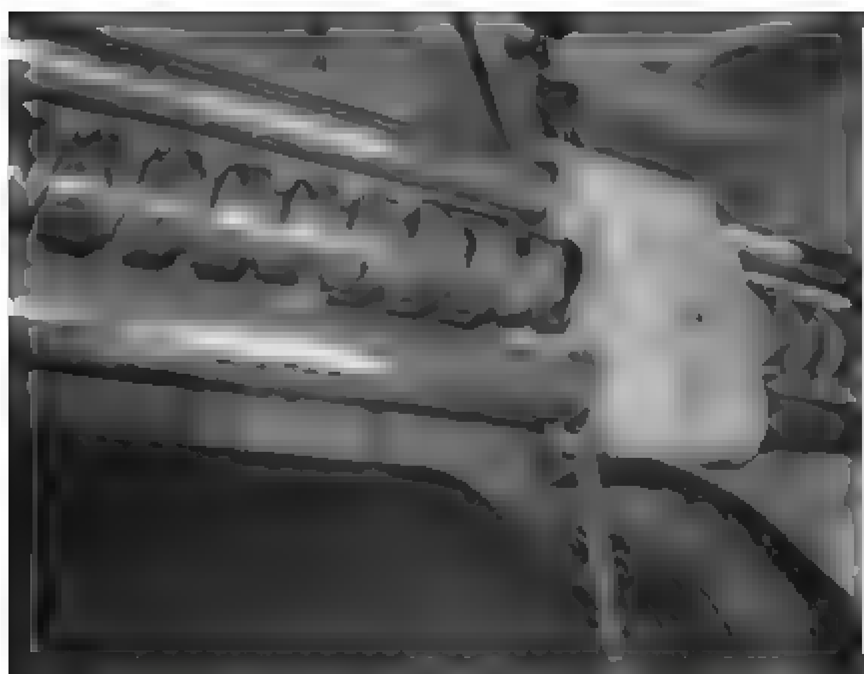


图 38-67　螺旋卷筒加排绳器组合

2）变幅机构

重大件吊装固定式起重机的变幅机构通常采用钢丝绳牵引形式，其机构布置与起升机构类似。由于采用柔性变幅形式，起重机臂架系统由钢丝绳牵引控制，所以钢丝绳缠绕系统的安全性尤为重要。通常变幅机构钢丝绳缠绕要求采用双钢丝绳缠绕系统，以保证当一根钢丝绳出现故障时，另一根钢丝绳有足够的能力支持起重机臂架系统。根据实际需要，通常双钢丝绳缠绕系统可采用平衡块形式（见图 38-68）或交叉缠绕形式（见图 38-69）。

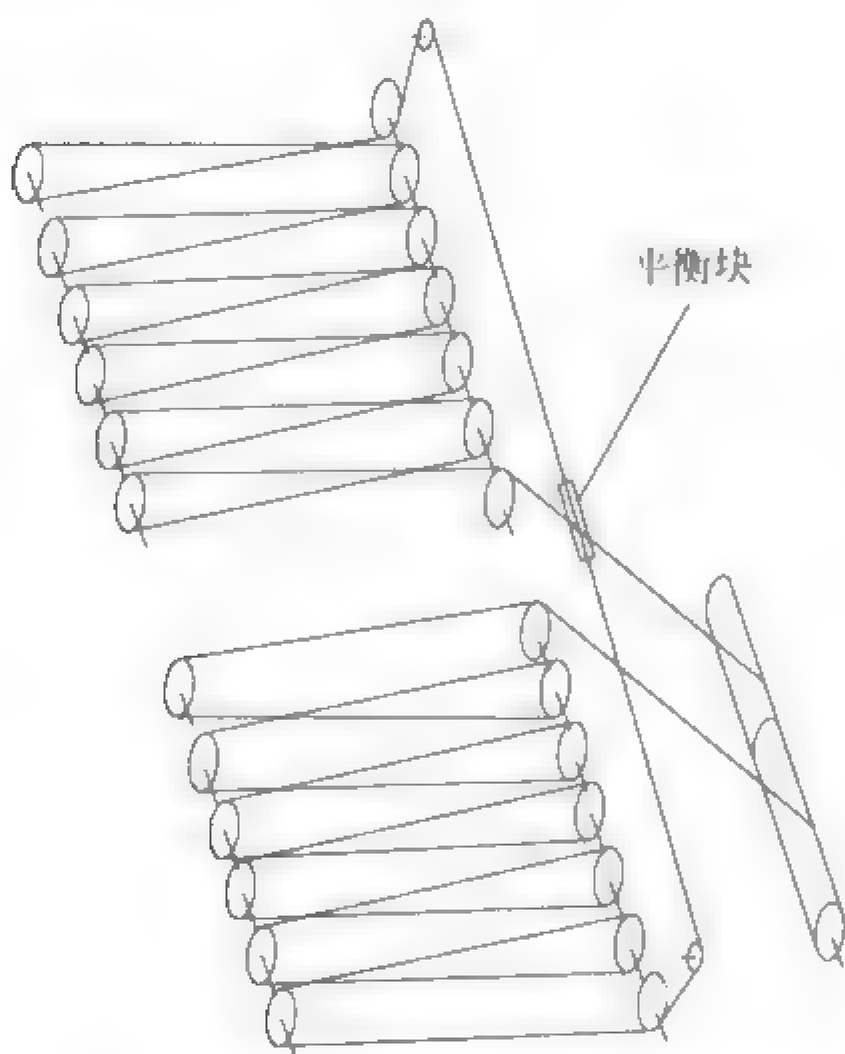


图 38-68　平衡块形式变幅钢丝绳缠绕系统

3）回转机构

为使起重机作业范围充分扩大，提高作业效率，重大件吊装固定式起重机设有回转机构，这也是该类起重机区别于桅杆式起重机的

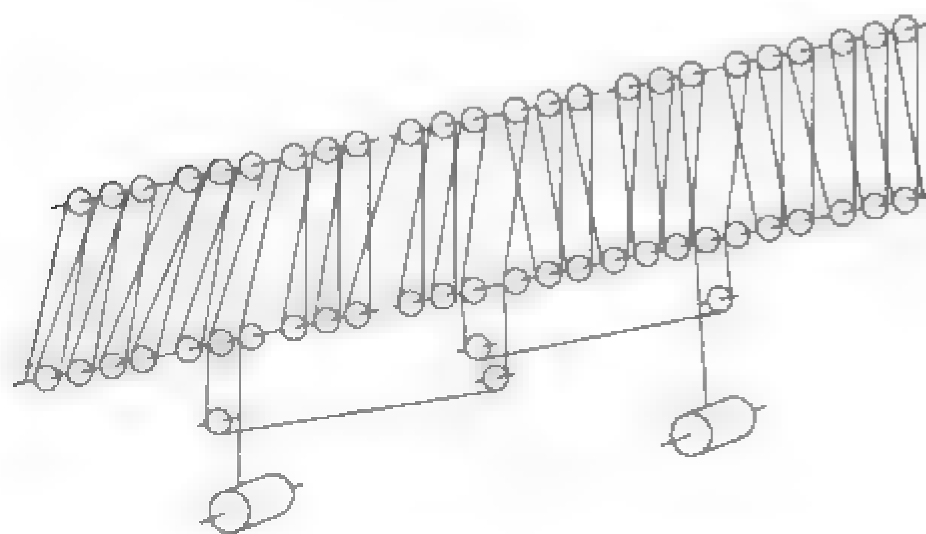


图 38-69　交叉缠绕形式变幅钢丝绳缠绕系统

重要特点之一。回转机构由回转支承装置和回转驱动装置两部分组成，前者将起重机的回转部分支承在固定部分上，后者驱动回转部分相对于固定部分回转。

（1）回转支承装置

重大件吊装固定式起重机的转柱式回转支承的上部回转支承主要有滚子夹套式转盘和回转台车式转盘两种形式（滚动轴承式承载能力低，适用于小吨位起重机）。

① 滚子夹套式回转支承转盘。重大件吊装固定式起重机的滚子夹套式回转支承转盘（见图 38-70）由许多圆柱形滚子装在上下两个环形轨道之间。圆柱形滚子可制成单轮缘或双轮缘，装在由钢板或槽钢制成的保持架上。保持架应有足够的强度和刚度。根据需要，可设置单排或多排回转滚子。



图 38-70　双排滚子夹套式回转支承转盘

② 回转台车式回转支承转盘。回转台车式回转支承转盘（见图 38-71）由几组回转台车固接在回转转台上。回转台车制造与回转轨道曲率半径拟合，回转车轮可设置轮缘，也可不设置轮缘。通常回转支承装置需设置中心枢轴，用于定位回转中心，承受水平载荷。

（2）回转驱动装置

回转驱动装置（见图 38 72）通常安装在起

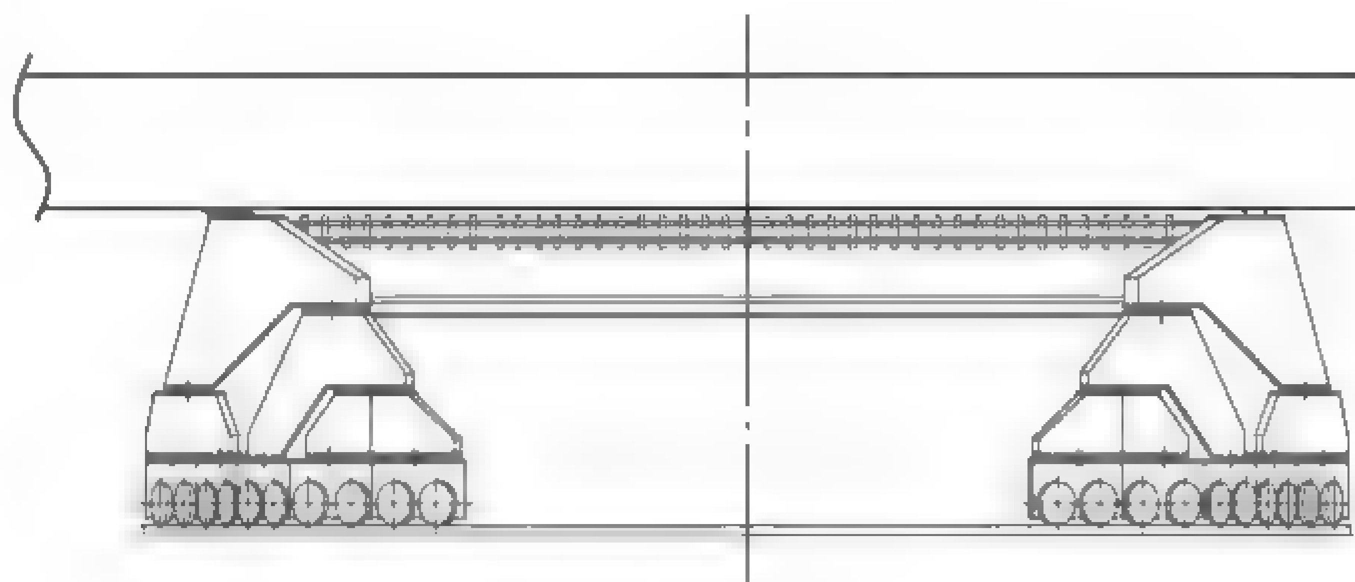


图 38-71 回转台车式回转支承转盘

重机的回转转台上，电动机经过减速器带动最后一级小齿轮，小齿轮与装在起重机固定部分上的针齿圈相啮合，以实现起重机回转。

回转驱动装置通常采用立式电动机与立式行星减速器传动。这种传动方式采用的行星减速器具有传动比大、结构紧凑等优点，是大件吊装固定式起重机回转机构较理想的传动方案。

4. 主要辅助构件

重大件吊装固定式起重机除由主要机构和结构构成外，还包括许多辅助部件，其中较为重要的辅助部件包括基础预埋件和吊钩组。

1）基础预埋件

作为固定式起重机，基础的固定尤为重要。

当起重机回转轨道安装在混凝土结构基础上时，起重机的基础预埋件即为回转轨道的预埋件。该预埋件与普通码头设备运行轨道的预埋件相当。

当起重机回转轨道安装在金属圆筒钢结构上时，起重机的预埋件为金属圆筒钢结构与地面码头的预埋件。通常该预埋件采用预埋螺栓的结构形式（见图 38-73），其包括预埋螺栓、预埋板件等。预埋螺栓的数量及预埋深度需根据实际需要由码头水工设计单位与起重机设计单位共同确定，预埋时可根据码头施工工艺水平采用一次预埋或两次预埋措施。

2）吊钩组

吊钩组是重大件吊装固定式起重机最常用的取物装置。它由吊钩、吊钩螺母、推力轴承、吊钩横梁、滑轮、滑轮轴承、吊钩拉板等零件组成。

用于重大件吊装的吊钩组通常采用双钩类

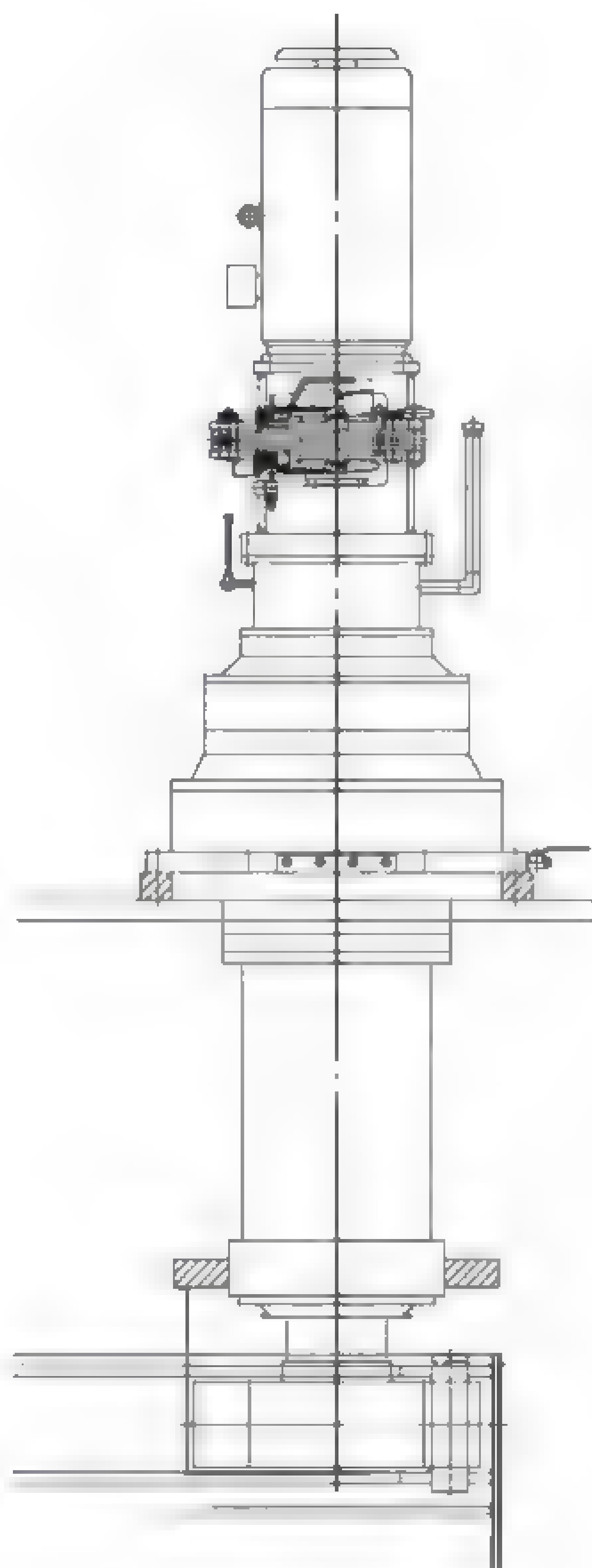


图 38-72 回转驱动装置

型。双钩受力条件较好，钩体材料能充分利用。用于重大件吊装的吊钩通常采用锻造吊钩（见图 38-74）和片式吊钩（见图 38-75）两种。锻造吊钩体积小，自重轻。片式吊钩由数片切割成型的钢板铆接而成，个别板材出现裂纹时不会使整个吊钩破坏，安全性较好，但自重较大。

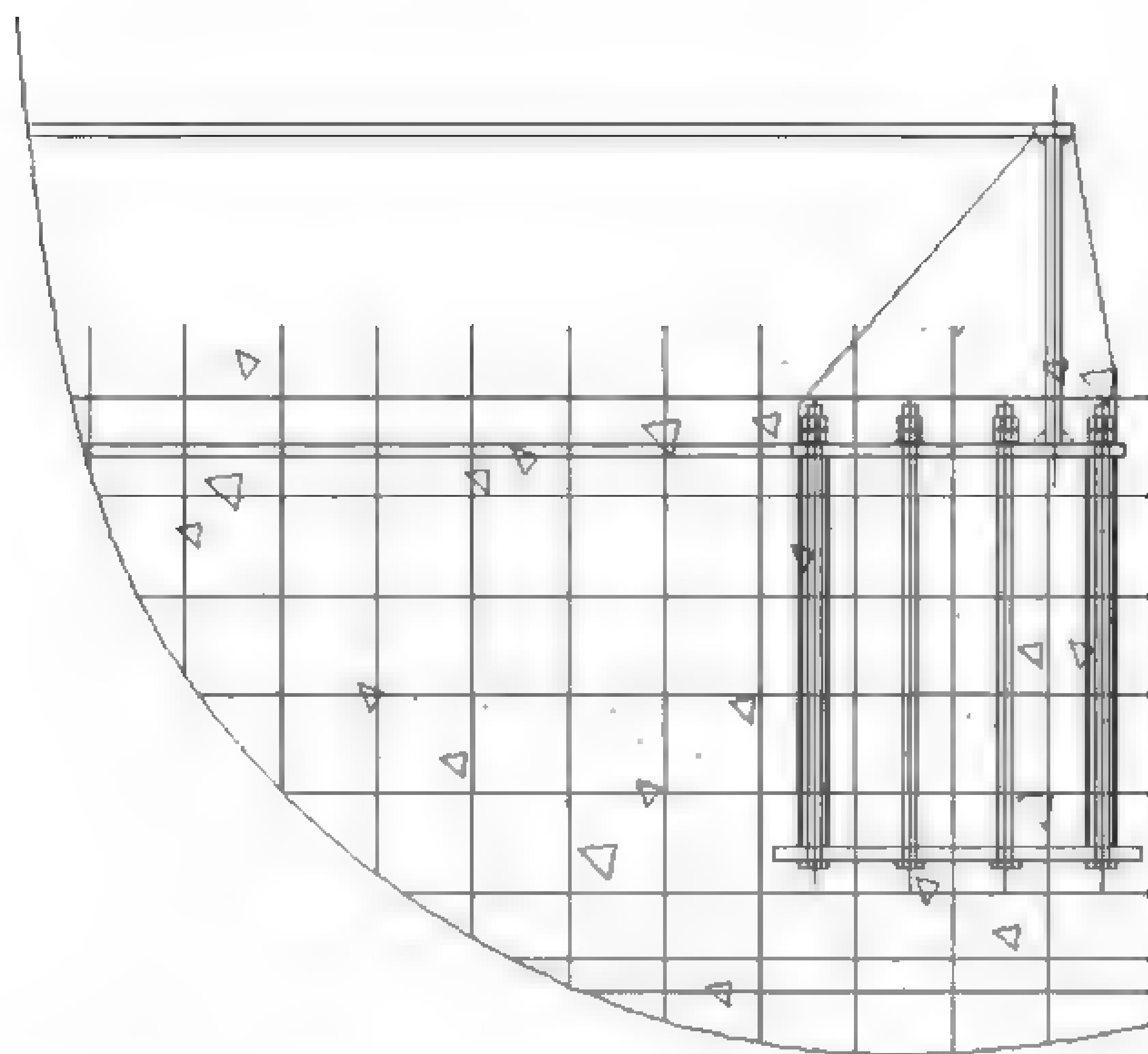


图 38-73　圆筒钢结构基础预埋件

重大件吊装起重机起升机构钢丝绳缠绕倍率往往比较大，要求吊钩有一定的自重，方便空钩起升、下降。当采用锻造吊钩时，往往需要在吊钩组上设置配重，以增加吊钩组重量，采用片式吊钩较为经济。



图 38-74　锻造吊钩



图 38-75　片式吊钩

5. 电控系统

重大件吊装固定式起重机电控系统，按照高端和中端配置，可选择采用以下两套系统。

(1) 交流多传动 IGBT 整流回馈变频调速系统＋PLC＋计算机管理系统 CMS＋网络通信技术。

(2) 交流单传动变频调速系统＋PLC＋计算机管理系统 CMS＋网络通信技术。

表 38 16 为两套系统的优缺点比较。

表 38-16 不同档次电控系统性能比较

性能比较 \ 传动配置	多传动 IGBT 整流回馈变频调速系统	单传动变频调速系统
调速范围	1∶100	1∶100
调速精度	高	高
功率因数	0.99	0.93
谐波污染	小	大
电网电压波动时对设备的影响	影响小	影响大
能量消耗	回馈电网	通过电阻消耗
节能状况	节能	不节能

6. 安全保护装置

重大件吊装固定式起重机至少应该配置以下安全保护装置。

(1) 力矩限制器。按照设定的力矩曲线，力矩限制器计算不同幅度下起重量的大小，以确保起重机整机倾翻力矩满足设定值要求。

(2) 起升高度限制器。

(3) 风速保护装置。

(4) 防雷保护装置。

(5) 其他起重机常用保护装置。

38.5.4 总体设计与计算

重大件吊装固定式起重机的主要技术参数和使用功能通常是用户针对作业对象、需求、工艺要求等综合提出的，因此此类设备的机型、技术参数、功能、特点等要求没有形成系列，属于非标准产品。其总体设计应重点考虑整机总体结构参数、整机倾翻力矩对码头基础的影响、整机抗倾翻稳定性等。

1. 整机总体结构参数

重大件吊装固定式起重机的总体结构参数很多，主要包括臂架长度、作业半径、起升高度、固定基础半径、尾部回转半径、臂架俯仰角度等。以上参数与吊装货物的几何尺寸、码头吊装工艺流程、设计船型、码头水工设置等有直接的关联，这里不做讨论。

2. 起重机机构计算

重大件吊装固定式起重机隶属于臂架类起重机范畴，其机构构成与单臂架门座起重机类似，起升机构、变幅机构、回转机构等的设计计算方法参见《起重机设计规范》(GB T3811 2008)，此处不再赘述。

合理选择回转支承滚轮是设计固定式起重机的关键，决定了起重机是否需要安装反滚轮等防倾翻装置。图 38-76 所示为回转滚轮的选型计算简图。

如图所示，回转滚轮均布于固定回转轨道上，每个滚轮安装位置夹角为 θ_i；起重机固定回转轨道直径为 D。假设起重机只由前后两个滚轮支承，则起重机上部所受载荷分别为：由设备自重及吊装物品产生的垂直载荷 G；由偏心载荷及水平载荷产生的弯矩 M；前后回转滚轮的支反力 R_1 和 R_2。假设由弯矩 M 所引起的滚轮支反力分别为 R_{1M} 和 R_{2M}；由垂直载荷 G 引起的滚轮支反力分别为 R_{1G} 和 R_{2G}，由受力分析可知

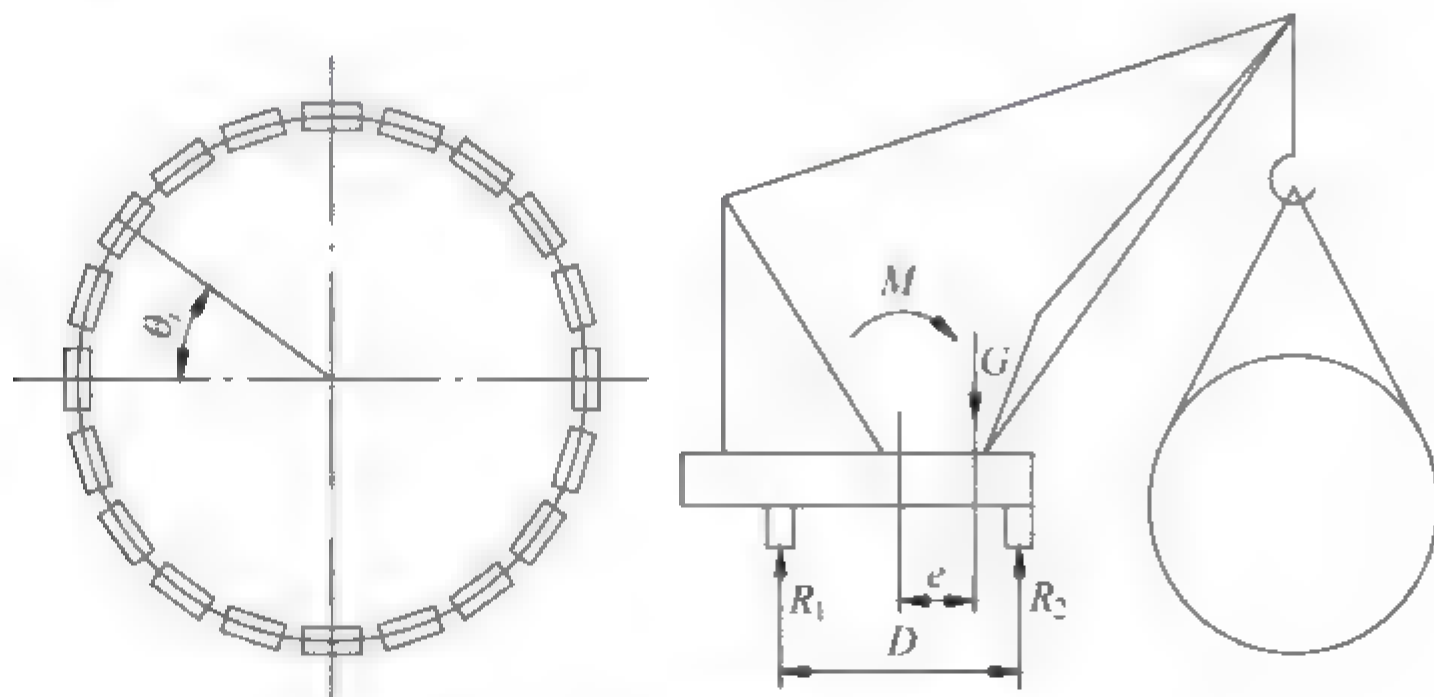


图 38-76 回转滚轮计算简图

$$\begin{cases} R_1 = R_{1M} - R_{1G} \\ R_2 = R_{2M} + R_{2G} \\ R_{1M} = R_{2M} = \dfrac{M}{D} \\ R_{1G} = R_{2G} = \dfrac{G}{2} \end{cases} \tag{38-6}$$

则

$$\begin{cases} R_1 = \dfrac{M}{D} - \dfrac{G}{2} \\ R_2 = \dfrac{M}{D} + \dfrac{G}{2} \end{cases} \tag{38-7}$$

当支承滚轮数量为 n，均匀分布于回转轨道上时，假设最远处滚轮受力为 R_0，则

$$\begin{cases} R_1 = R_0\cos\theta_1 \\ R_2 = R_0\cos\theta_2 \\ \vdots \\ R_n = R_0\cos\theta_n \end{cases} \tag{38-8}$$

则

$$\begin{cases} \sum R = R_0 + R_0\cos\theta_1 + R_0\cos\theta_2 \\ \qquad + \cdots + R_0\cos\theta_n \\ \sum M = R_0 r + R_0 r\cos^2\theta_1 + R_0 r\cos^2\theta_2 \\ \qquad + \cdots + R_0 r\cos^2\theta_n \end{cases} \tag{38-9}$$

式中：

$$\begin{cases} r = \dfrac{D}{2} \\ \theta_1 = \dfrac{2\pi}{n} \\ \theta_2 = 2\left(\dfrac{2\pi}{n}\right) \\ \vdots \\ \theta_n = n\left(\dfrac{2\pi}{n}\right) \end{cases} \tag{38-10}$$

则

$$\begin{cases} \sum R = R_0\left(1 + \sum\limits_{i=1}^{n}\cos\theta_i\right) \\ \sum M = R_0 r\left(1 + \sum\limits_{i=1}^{n}\cos^2\theta_i\right) \end{cases} \tag{38-11}$$

由以上分析计算可得

$$R_0 \approx \frac{G}{n}\left(1 \pm \frac{4e}{D}\right) \tag{38-12}$$

$$e = \frac{\sum M}{G} \tag{38-13}$$

式中：e——回转部分中心偏心距；

θ_n ——第 n 个滚轮的位置夹角；

R_n ——第 n 个滚轮的支反力；

$\sum R$ ——滚轮支反力总和；

$\sum M$ ——回转部分弯矩总和。

结论为：当 $e > \dfrac{D}{4}$ 时，支承滚轮会出现负轮压，起重机需增设回转反滚轮。

38.5.5 设备安装运输

由于重大件吊装固定式起重机无运行机构，通常该类起重机采用散件运输、现场安装的模式。但散件运输，现场安装占用用户码头面积大，周期长，且受码头供水、供电、安装机具等的制约，费用通常较高。

目前国内 DHHI 公司采用给重大件吊装固定式起重机安装行走车轮的方式（见图 38-77），使得该类型起重机可以实现整机滚装运输。设备在用户码头滚装上岸后与地面基础预埋件对接，大大缩短了用户码头的安装周期，经济效果显著。

38.5.6 选型注意事项

起重机的服务对象主要是所吊运的物品，所以物品的参数直接决定起重机的参数。重大件吊装固定式起重机在选型时需要注意的事项包括：

(1) 工作幅度需考虑物品几何尺寸，防止吊运过程中发生抗杆等事故。

(2) 起升高度需满足物品吊装要求。

(3) 尾部回转半径需满足安装地点使用要求，防止与现场建筑物干涉，或回转时与运输船舶干涉。

(4) 工作速度需满足贵重物品对于各向运动加速度的要求。

38.5.7 主要技术性能参数

表 38-17 为 DHHI 品牌重大件吊装固定式起重机主要参数。

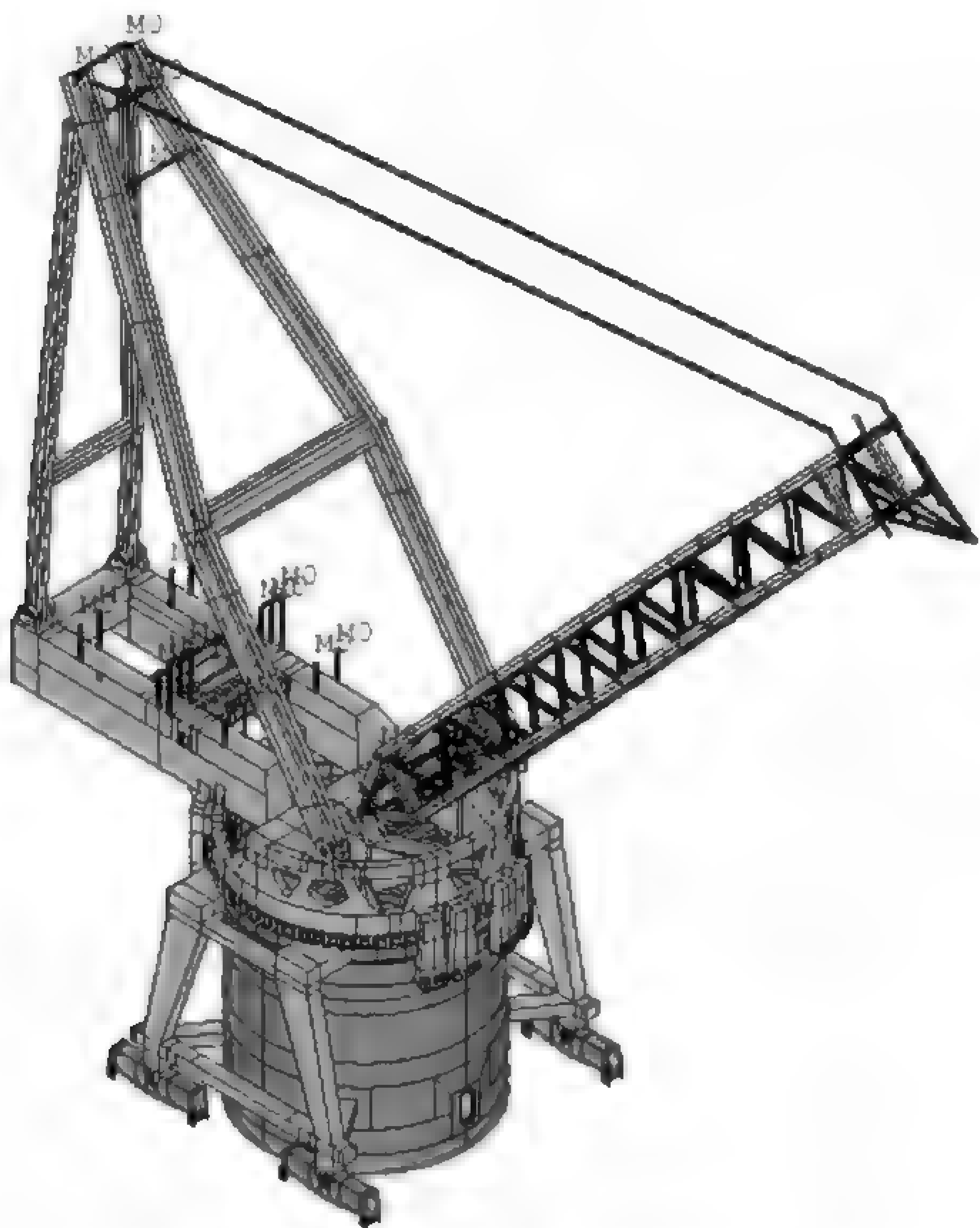


图 38-77 固定式起重机滚装运输方案

表 38-17 DHHI 品牌重大件吊装固定式起重机主要参数

额定载荷/t	420	600	800	1900
工作幅度/m	35	38	38	60
起升高度/m	32	33	31	95
基础直径/m	11	10	13	25
尾部半径/m	20	15	13	32
满载速度/(m/min)	2	1.6	1.2	1
空载速度/(m/min)	4	3.2	2.4	2
装机功率/kW	750	655	750	1200
整机重量/t	820	1225	1440	4000

38.5.8 技术标准与规范

重大件吊装固定式起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表 38 18 中的标准规范。

表 38-18 重大件吊装固定式起重机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 29561—2013	《港口固定式起重机》
2	GB/T 29560—2013	《门座起重机》
3	GB 6067.4	《起重机械安全规程 第 4 部分：臂架起重机》
4	JT/T 421 2000	《港口固定起重机安全规程》
5	GB/T 31052.4	《起重机械 检查与维护规程 第 4 部分：臂架起重机》(在编)

38.6 桅杆起重机

38.6.1 概述

1. 构造特点

桅杆起重机是一种以两端通过绳索或支承固定的桅杆(或相同功能构件)为基本构件,配备或不配备臂架及回转机构,依靠卷扬机和操作绳工作的起重机。桅杆起重机主要由金属结构、起升系统、变幅系统、运行系统、稳定系统、动力系统和电气控制系统等组成。

具有相同基本原理特征的桅杆起重机有很多变异形式,其基本结构组成有桅杆、臂架、回转机构、基座或下车体、起升机构、变幅机构和运行机构等。

图 38-78 所示为武桥重工集团股份有限公司设计生产的桅杆起重机,图 38-78(a)所示为山东海阳核电大件码头 550t 桅杆起重机,该起重机额定起重量为 550t,最大工作幅度为 35m,起升高度为码头平面上 34m,下降深度为码头平面下 7m。图 38-78(b)所示为常州西电码头 715t 桅杆起重机。

2. 用途

桅杆起重机作为主要的起重设备,在港口、船舶、风电安装、建筑、矿山、海洋平台、特种设备安装、桥梁施工领域占有重要的地位。

3. 国内外发展现状

桅杆起重机具有成本低、装拆方便、起重量大、受施工场地限制小的特点。特别是吊装大型构件而又缺少大型起重机械时,这类起重设备更显示出它的优越性。但这类起重机有的需设较多的缆风绳,移动困难;另外,此类起重作业半径小,灵活性差,对其使用范围有一定的限制。

随着变频驱动和 PLC 技术的广泛使用、桅杆固定方式的创新及新型运行机构的出现,桅杆起重机得到了快速发展,从最初用于矿山的固定起重机械发展为在港口码头、海洋石油平台、船舶、桥梁施工、风电安装和大型特种设备安装等领域不可缺少的起重机械。

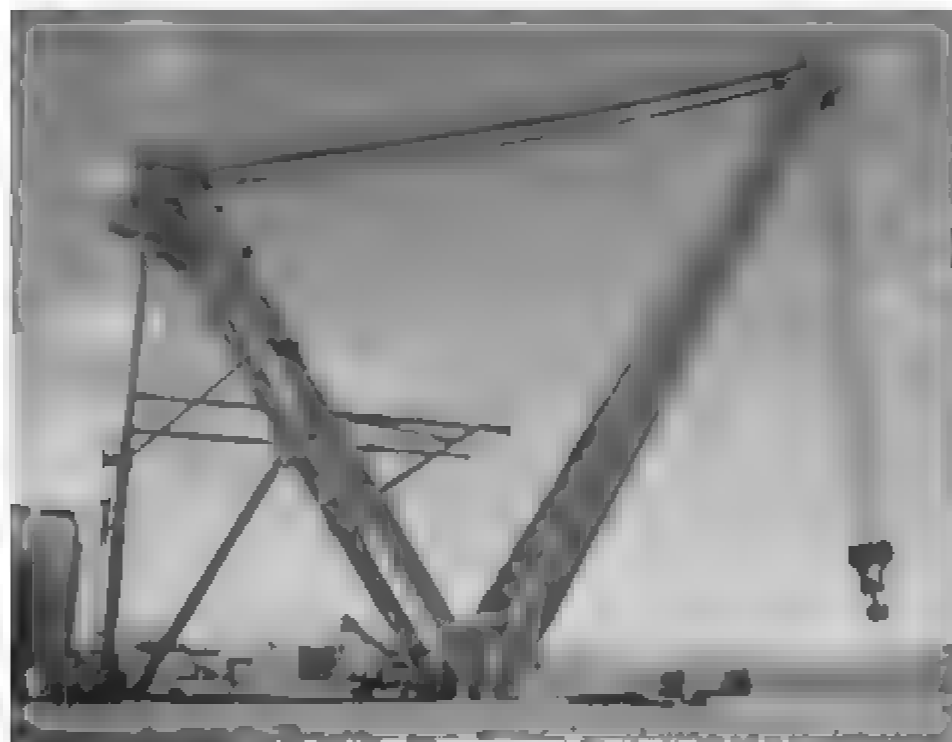
目前国内外主要生产厂家及技术特点介绍如下。

1) 武桥重工集团

武桥重工集团股份有限公司在 20 世纪 50 年代从苏联引进了用于武汉长江大桥架梁施工的 15t 桅杆起重机,该起重机现已发展成一个种类繁多、起重量从 15t 到 800t、应用领域广泛的桅杆起重机系列,其应用领域有桥梁施工、风电安装、矿山起重、核电安装、特种设备安装、海洋石油平台、船舶等。用于桥梁架设施工的桅杆起重机设计有自动调平功能的底盘,具有自力走行功能,能沿设在拱梁上的轨道爬拱前行、后退并架设钢梁,其技术已取得国家发明专利。该起重机已占领国内钢结构拱桥架设主要市场并出口到国外。

2) 上海振华重工

上海振华重工是国内最早研发大型桅杆



(a) 山东海阳核电大件码头550t桅杆起重机



(b) 常州西电码头715t桅杆起重机

图 38-78　武桥重工集团研发的桅杆起重机

起重机的厂家之一。2014 年振华重工为福建漳州古雷港设计制造了 500t 桅杆起重机，该机额定起重量为 500t，最大工作幅度为 36m。

3）交通运输部水运科学研究院

交通运输部水科院开发了 40，100，200t 等系列桅杆起重机。其中开发的 200t 桅杆起重机安装在广东中山业主码头，用于重大件杂货的装卸作业。

4）荷兰 Huisman

Huisman 公司在 1984 年首次将桅杆起重机引进重型起重行业。该公司有能力设计和制造大型桅杆起重机。

4. 发展趋势

全球经济一体化的加强，促进了中国沿海城市港口码头的迅速发展，加之国内对基础建设的巨大投资以及国家海洋战略的实施，都推动了国内桅杆起重机行业的快速发展。科研经费的逐年增加和国内外市场的有力支承，以及变频技术、PLC 控制技术、传感器技术、网络技术、智能诊断技术和新材料、新装备、新工艺的推广应用，促使桅杆起重机向专业化、大型化和智能化方向发展。

1）专业化、大型化

桅杆起重机市场发展前景广阔，为了能适应不断变化的市场需求，桅杆起重机产业在技术研发上必须不断地创新。以前的桅杆起重机有起重量小、运行速度慢、安全保护装置不完善、自动化程度不高等问题，且产品的维修率高，导致市场反应差。近几年，各企业在不断提升研发和创新能力，对产品的专业化生产高度重视，现如今已开始朝着大吨位、超大型、动臂式、行走式方向发展，其结构、机械、电气和安全监控系统等均有显著进步，提高了起重机制造业的整体技术水平。

目前市场上对大吨位起重机的需求正逐渐增加，我国桅杆起重机通过多年的努力正在赶超国际先进水平。国内已研发了额定起重量 1000t 的桅杆起重机，该起重机主要技术参数处于世界领先水平，但从行业整体上看，国内起重机在可靠性、运行经济性和人性化设计方面与国际水平仍有一定的差距。

2）智能化

近几年，随着信息技术的发展，桅杆起重机的更新换代速度大大加快。桅杆起重机变得越来越智能化，运行精度、安全性也得到显著提高，其应用领域也得到扩展。

与此同时，吊装行业为了适应港口和各类大型设备水陆运输的发展需要，对桅杆起重机的结构和功能提出更多新的需求，推动了起重机产品的升级换代和智能化，形成吊装行业与起重机行业相辅相成、相互促进、共同发展的格局。

38.6.2 产品分类

按构造形式及是否能行走，可将桅杆起重机分为 7 种类型。

1. 摇臂式桅杆起重机（见图 38-79）

臂架根部铰接在桅杆底端连接的基座或地梁上，臂架上端用绳索连接在桅杆顶部。桅杆下部铰接于基座，桅杆顶部用缆绳（或拉杆）连接于起重机后方的地锚。臂架受牵引绳牵引可左右摇摆，受变幅滑轮组牵引可实现仰俯。

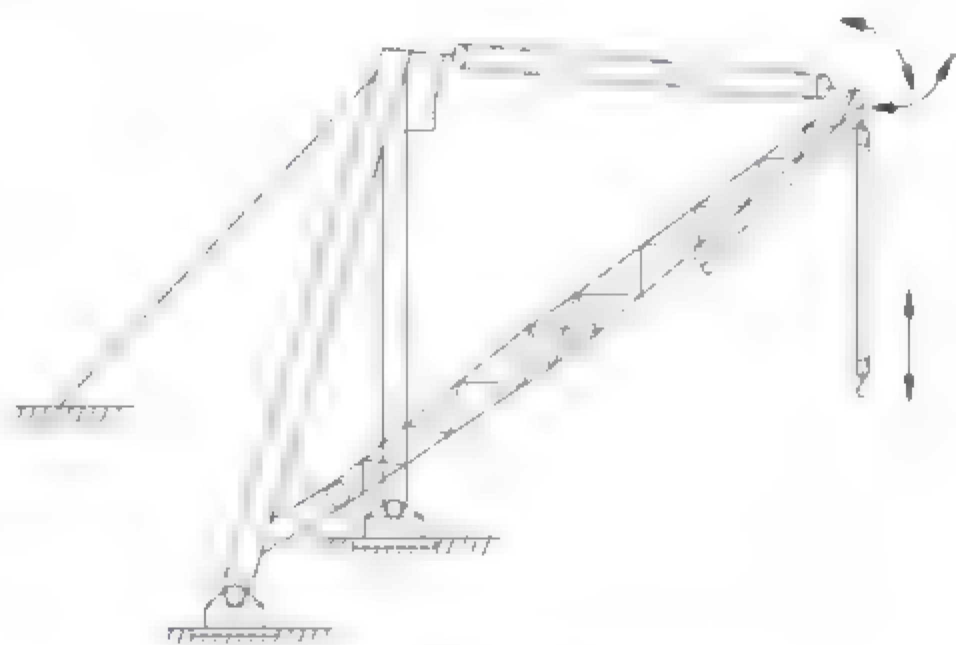


图 38-79 摇臂式桅杆起重机

2. 人字架桅杆起重机（见图 38-80）

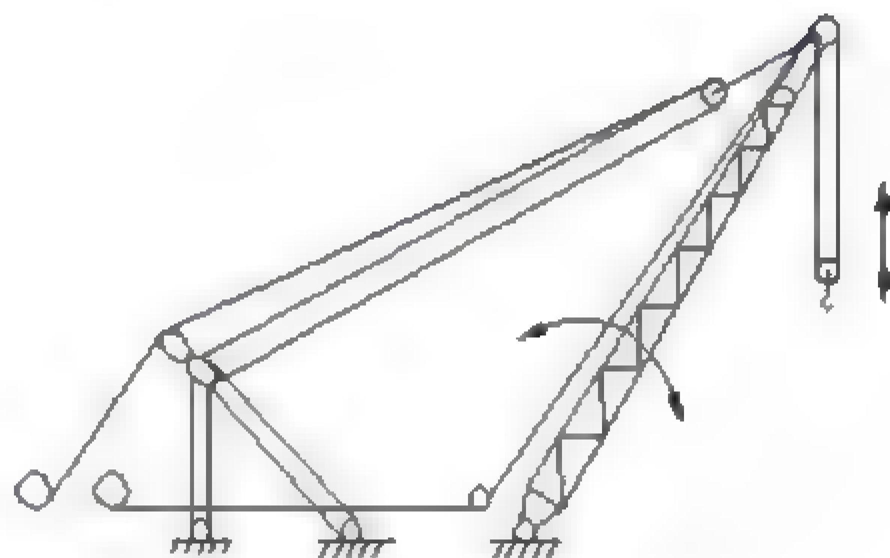


图 38-80 人字架桅杆起重机

桅杆起重机臂架根部铰接在基座上，臂架上端用绳索连接在桅杆顶部。桅杆底部铰接于基座，桅杆顶部用绳索（或拉杆）连接于起重机后方地锚。臂架受变幅滑轮组牵引可进行仰俯运动。

3．单桅杆起重机（见图 38-81）

在起重机中无专门的臂架。桅杆底端铰接或固接于基座，桅杆顶部用缆绳（或撑杆）从两个或几个方向上连接于地锚（或基座）。负载通过滑轮和绳索缠绕系统进行升降。

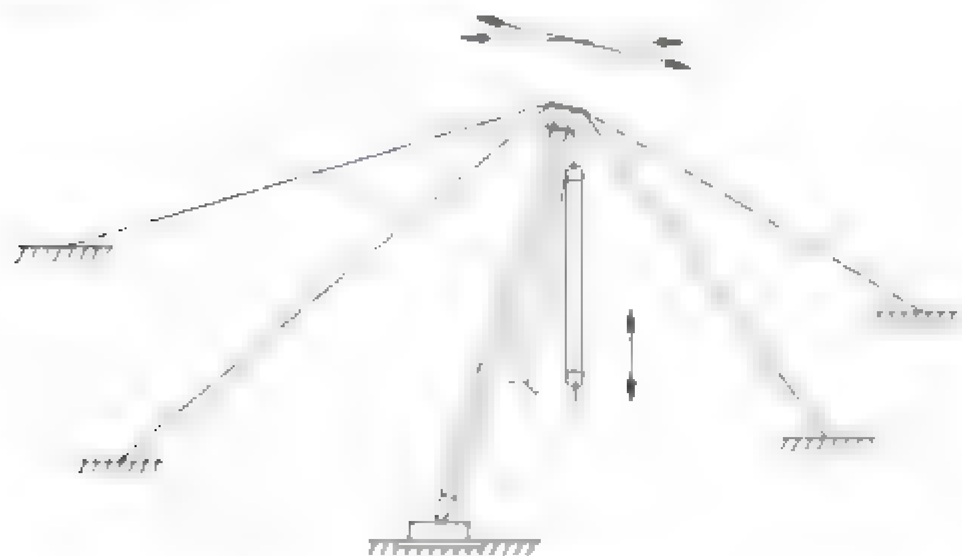


图 38-81　单桅杆起重机

4．悬臂式桅杆起重机（见图 38-82）

以建筑物的外部竖向构件做桅杆。臂架根部铰接安装在竖向构件的基座上，臂架上端用绳索连接于竖向构件合适的位置以控制臂架的仰俯。臂架连同负载在两侧牵引绳的作用下可以左右摇摆。

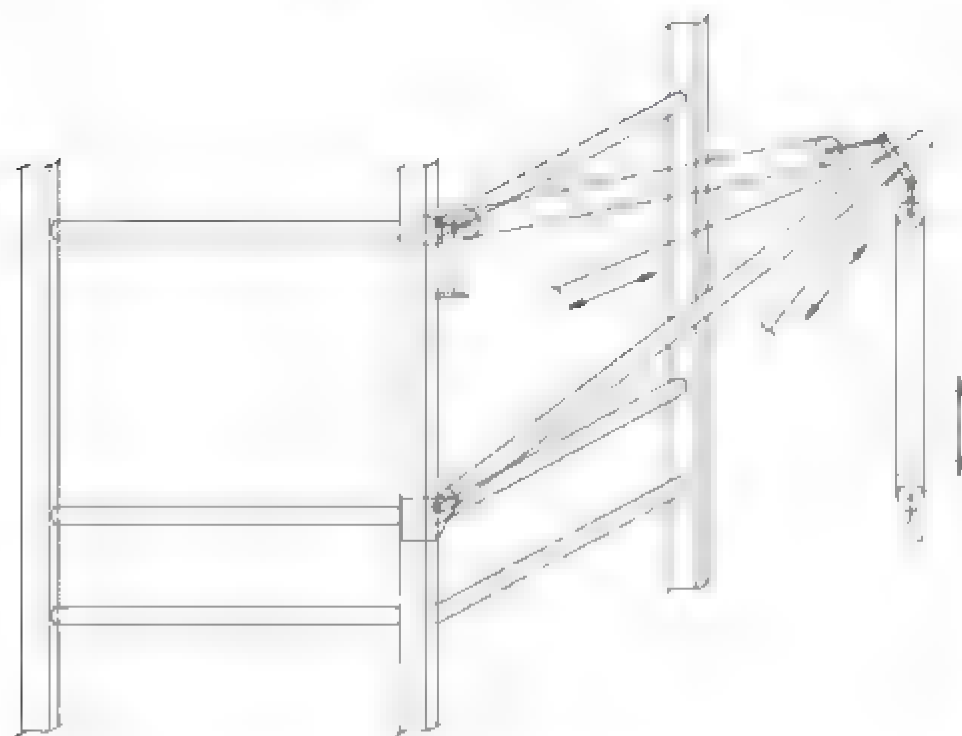


图 38-82　悬臂式桅杆起重机

5　缆绳式桅杆起重机（见图 38-83）

臂架根部铰接于桅杆下端，臂架上端用绳索滑轮组连接在桅杆上端，控制臂架的仰俯。桅杆根部铰接于基座，桅杆顶部用绳索从几个方向上牵引连接于地锚使之保持竖直。桅杆底部在回转机构的驱动下能使臂架能在一定角度或 360°范围内转动，臂架上端的起升滑轮组通过绳索缠绕系统实现负载的升降运动。

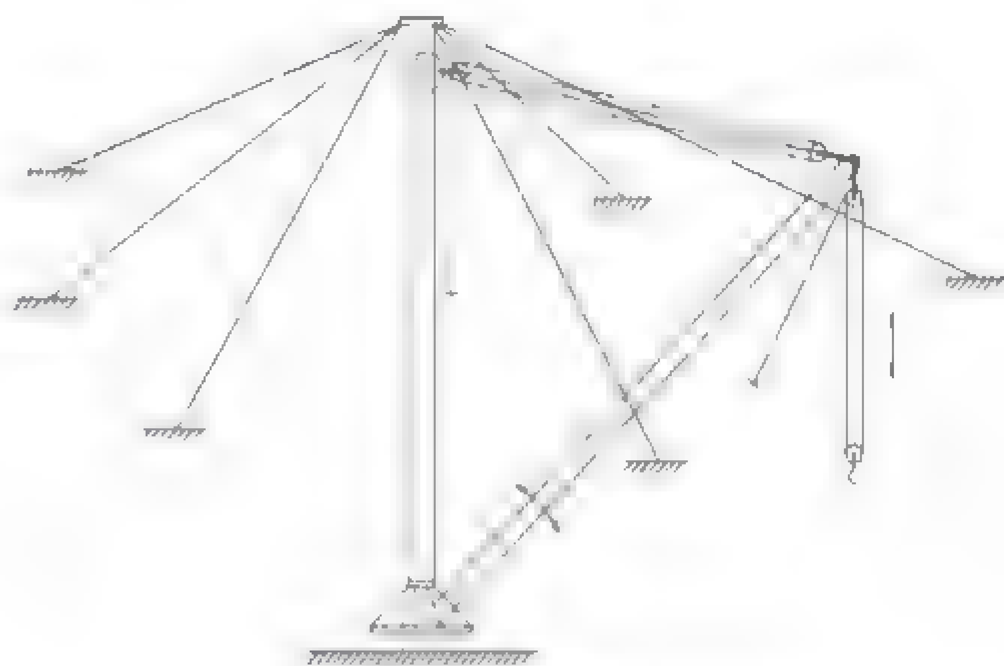


图 38-83　缆绳式桅杆起重机

6．斜撑式桅杆起重机（见图 38-84）

类似于缆绳式桅杆起重机，但其桅杆是通过两根斜撑对桅杆上端进行支承使桅杆保持竖直，桅杆底部在回转机构的驱动下使臂架能在一定角度范围内转动。地梁和系梁一般用来连接桅杆的基座和斜撑底端，当桅杆、斜撑的基座自身能满足施加的载荷时也可不配置地梁和系梁。此时如果给地梁装上行走机构，此类桅杆起重机便能移动，从而扩大工作范围。

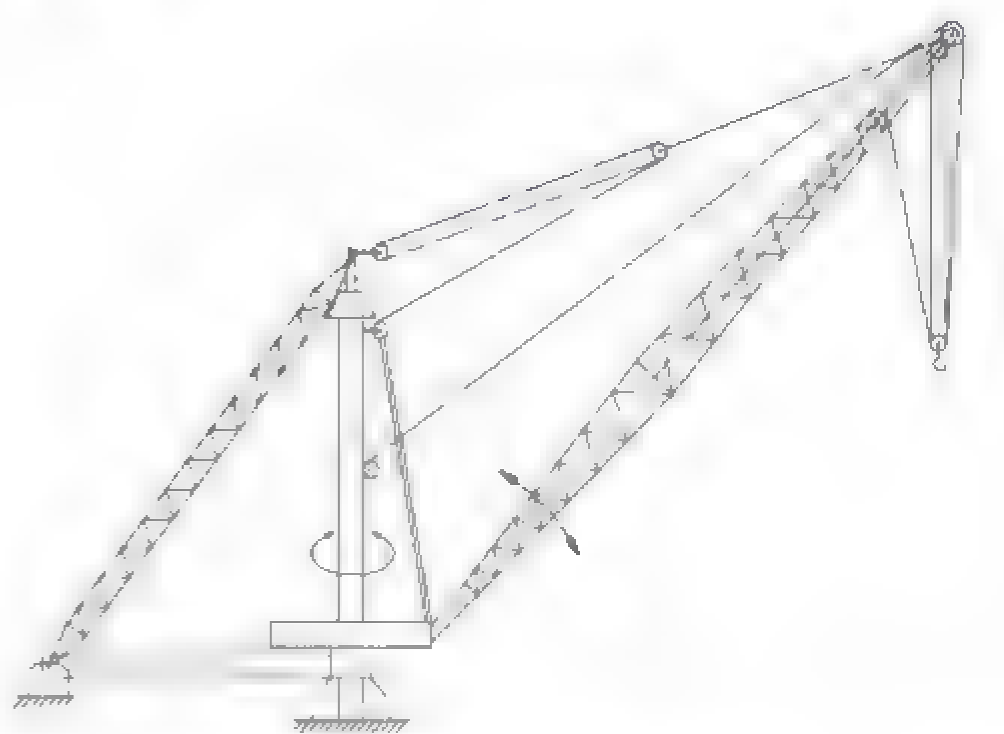


图 38-84　斜撑式桅杆起重机

7．移动式桅杆起重机（见图 38-85）

斜撑式桅杆起重机或人字架桅杆起重机安装在车架上，车架下部装有运行机构，起重机能通过运行机构扩大工作范围。

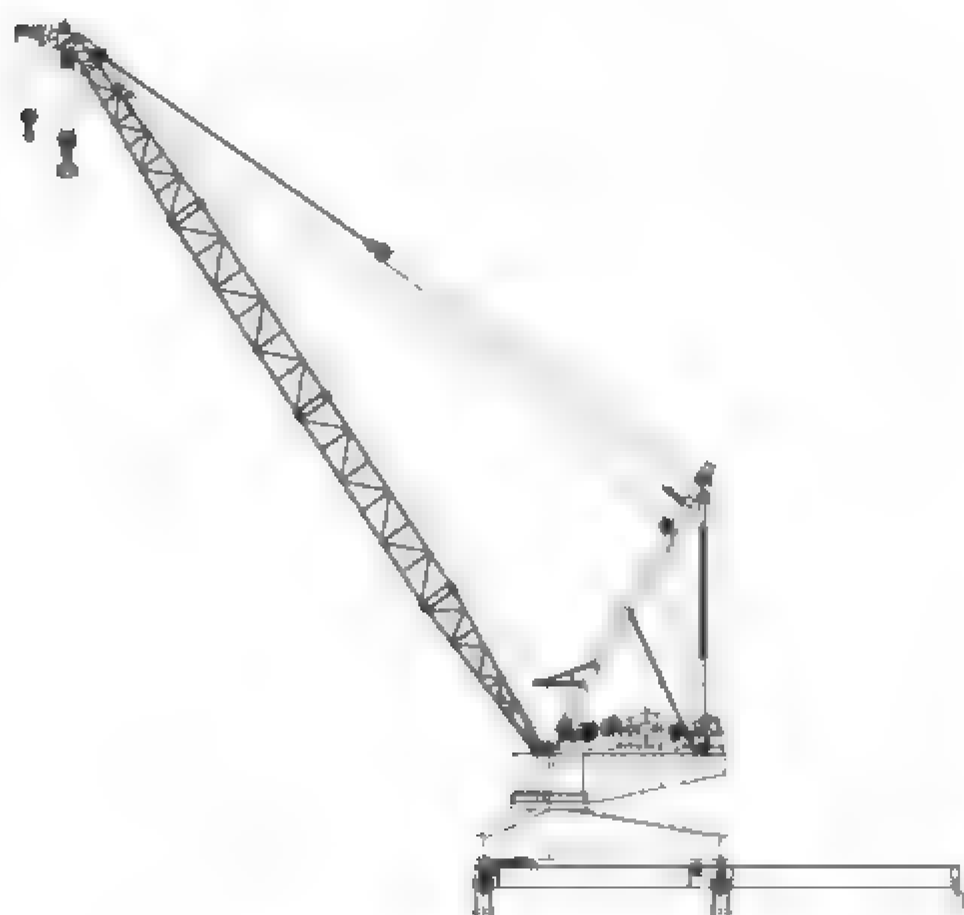


图 38-85 移动式桅杆起重机

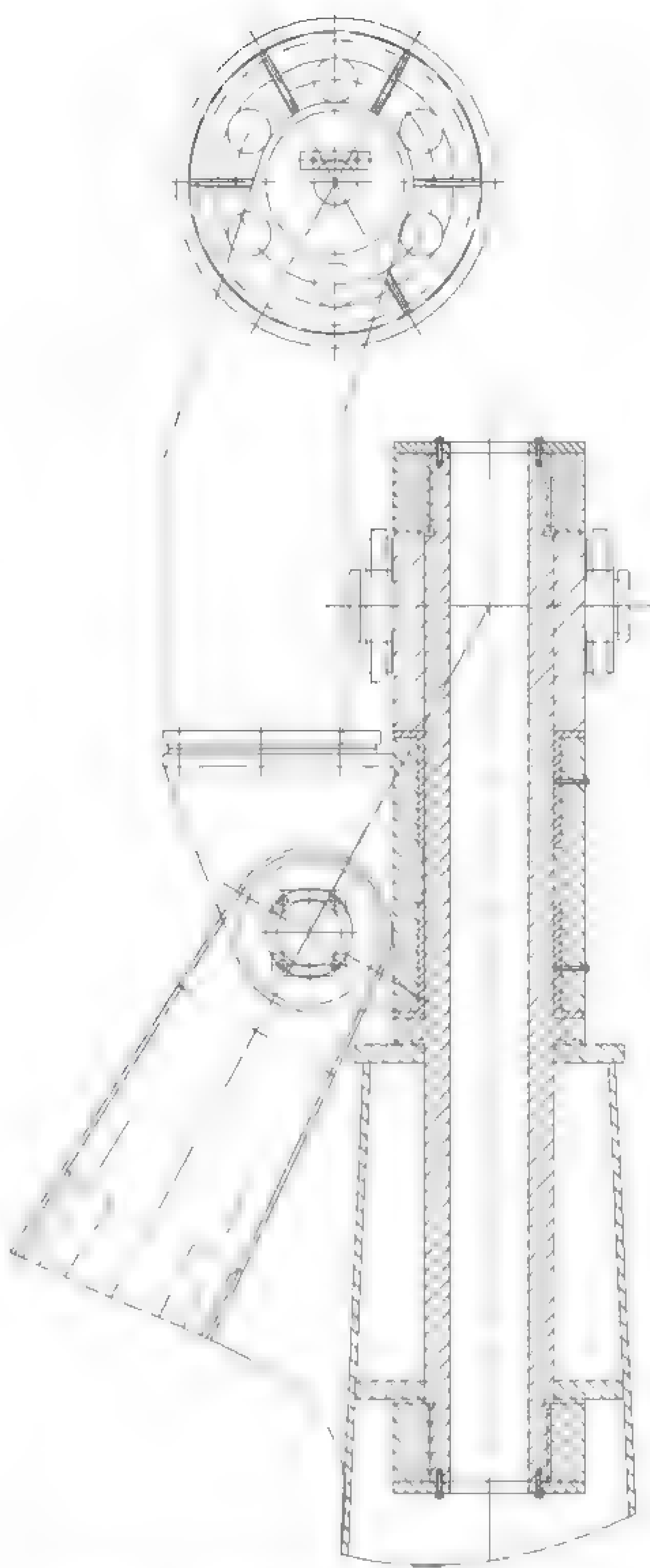


图 38-86 斜撑式桅杆顶部枢轴结构

38.6.3 整机构造与工作原理

1. 结构

桅杆起重机虽然具有相同的基本原理、特征，但根据其类型不同，主要金属结构也不一样。首先表现在桅杆的形式和固定方式的不同，其次表现为臂架的结构形式也不同。其典型结构如下。

1）桅杆结构

起重机桅杆的结构形式有：单桅杆、人字架桅杆、斜撑式桅杆、门架式桅杆和三脚架桅杆等。应用最多的还是斜撑式桅杆和人字架桅杆。

（1）斜撑式桅杆

斜撑式桅杆，无论是实腹式还是格构式桅杆，均由两个斜撑支承着桅杆顶部枢轴，桅杆的底部支承在基座上。顶部枢轴装有滑动轴承或滚动轴承，如图 38-86 所示。基座中装有滚动轴承或球铰与桅杆连接，如图 38-87 所示。桅杆可以围绕自身的轴线旋转，受斜撑的影响，最大回转角度为±120°。

由于桅杆回转的需要，斜撑式桅杆起重机的起升钢丝绳与变幅钢丝绳均要穿过设在枢轴顶部的两个转向滑轮，然后向下进入桅杆内部，再从设在桅杆中部的两个转向滑轮引出后，分别进入臂头的起升定滑轮组和变幅动滑轮组。

由于枢轴顶部的轴孔较小，为了便于起升和变幅钢丝绳穿入桅杆内并防止在桅杆回转的过程中两根钢丝绳干涉，起升钢丝绳的转向滑轮直径应略大于变幅钢丝绳的转向滑轮，并且两个滑轮要尽可能靠近，如图 38-88 所示。

（2）人字架桅杆

人字架桅杆主要由两片人字形侧桁架、横梁和横联杆件组成，如图 38 89 所示。横梁一般设计成箱形杆，上部装有变幅定滑轮组和起

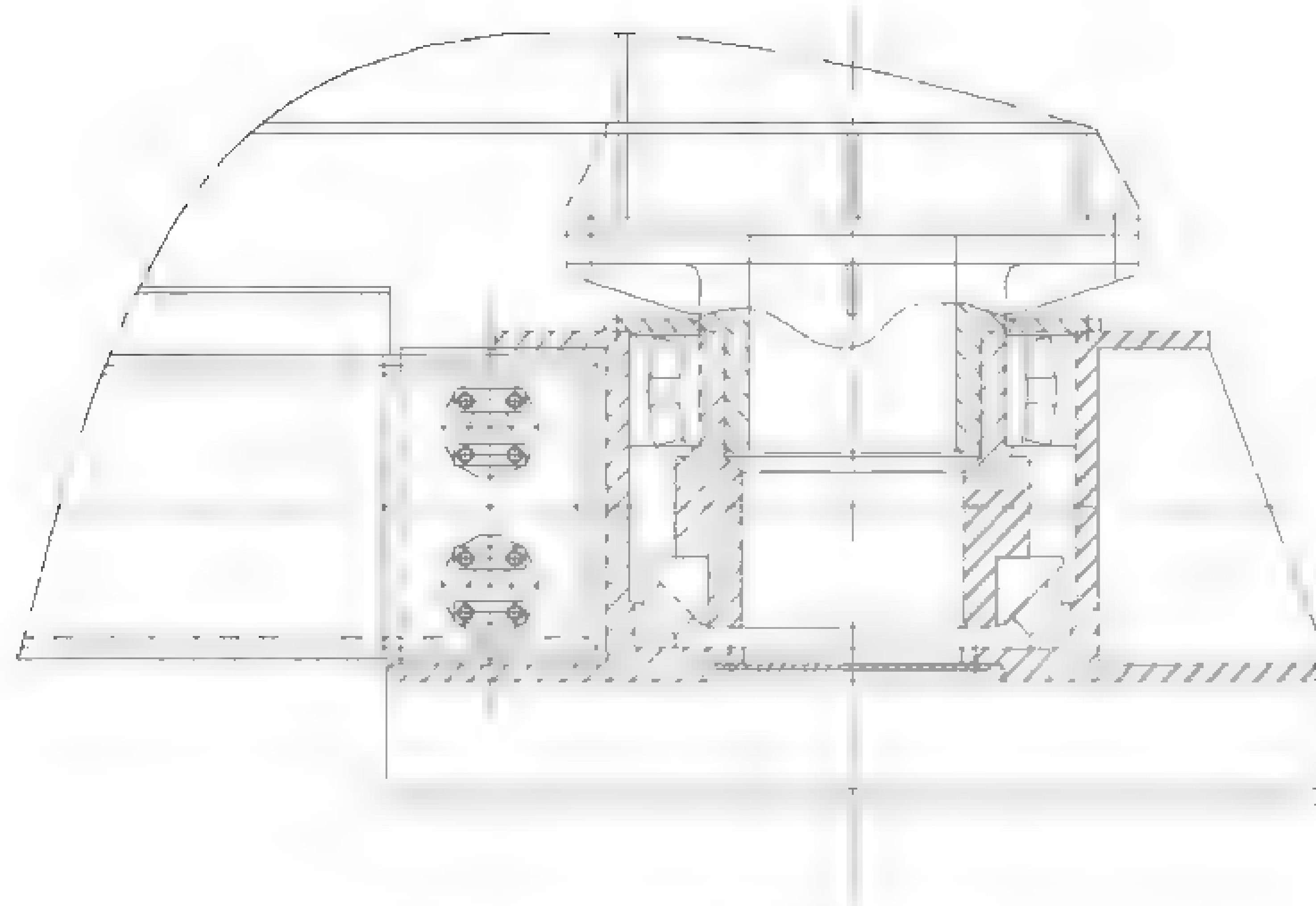


图 38-87　斜撑式桅杆基座结构

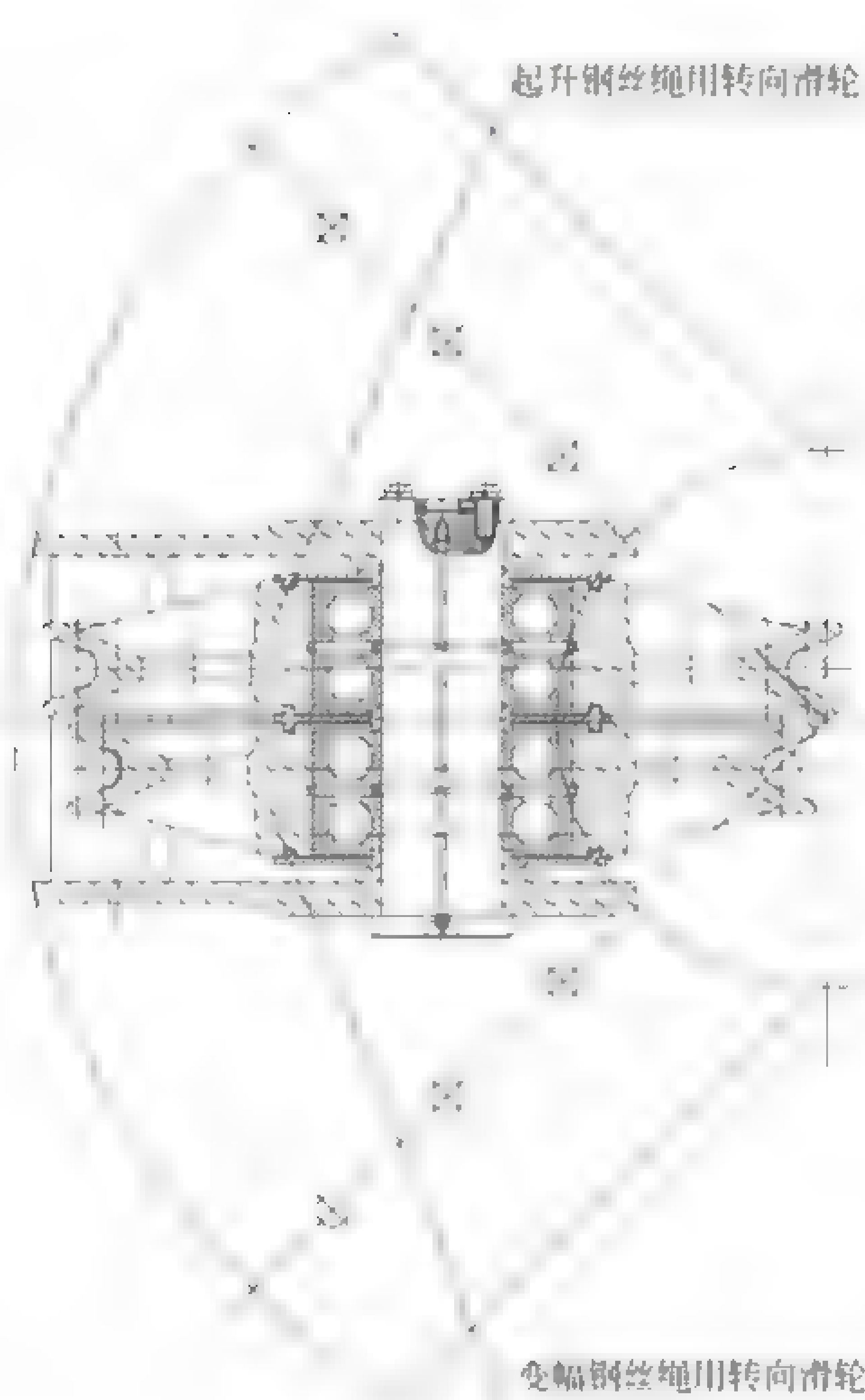


图 38-88　斜撑式桅杆顶部起升和变幅钢丝绳转向滑轮组

升转向滑轮，主要用于将变幅力传递给桅杆的人字形侧桁架。人字形侧桁架的一根杆件受压，另一根杆件受拉，受压杆件与横梁栓接或焊接，受拉杆件与横梁一般采用铰接。人字形侧桁架可由钢管或钢箱梁组成。人字架桅杆结构简单，受力明确，容易制造，机构布置方便。人字架桅杆一般铰接在转台或基础上，分别构成全回转桅杆起重机、固定式人字架桅杆起重机。

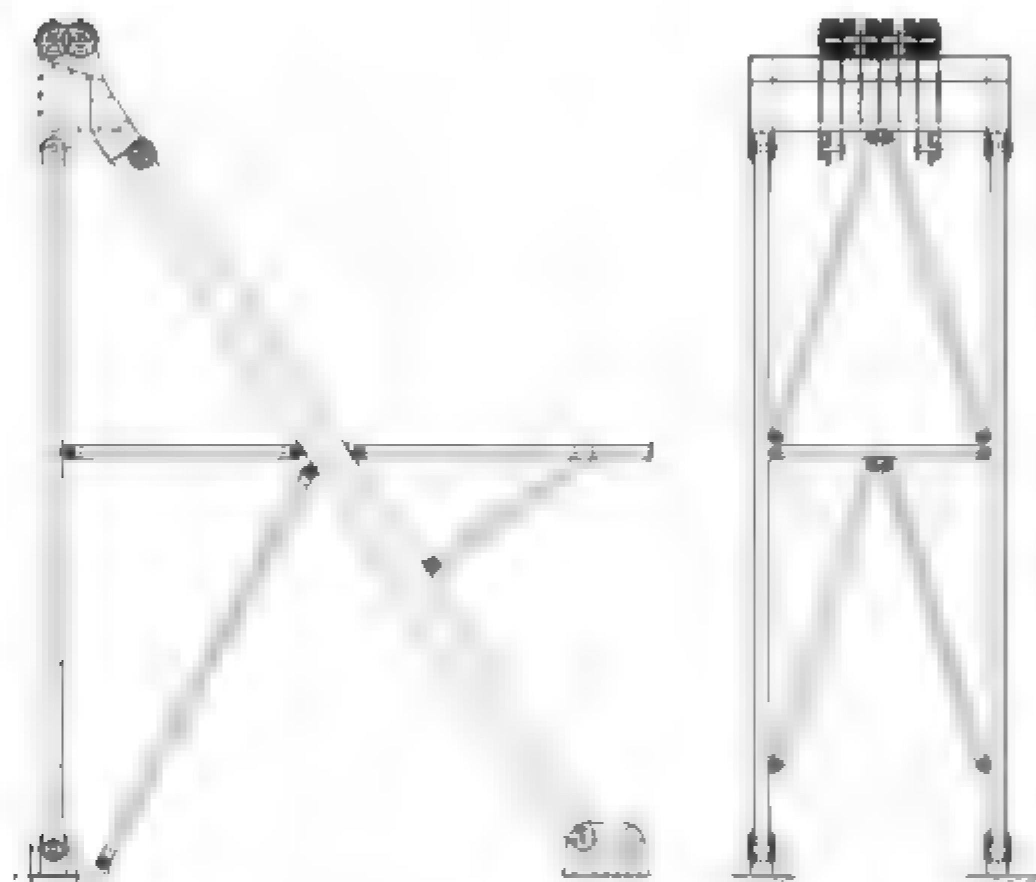


图 38-89　人字架桅杆

2）臂架

桅杆起重机常用臂架的组成形式为单臂架，按其结构类型的特点，可分为无斜杆臂架（见图 38-90）和桁架式臂架（见图 38-91）。按其主要受力特点可划归受压臂架类型，它是利用安装在臂架头部的变幅钢丝绳在变幅机构的驱动下，将臂架以其下铰点为中心拉起，实现臂架俯仰变幅。臂架在其头部悬挂载荷、起升绳和变幅绳的拉力作用下，主要承受轴向力（臂架自重和风力产生的弯矩相对较小），其侧面尺寸远较臂架的长度和宽度小，通常取中间等高而两端缩小的形状。影响这类臂架承载能力的主要因素是整体稳定性。

2. 机构

桅杆起重机的主要机构有起升机构、变幅机构、回转机构和运行机构。随着变频技术的普遍使用，桅杆起重机的各机构主要由变频电动机驱动。液压驱动的起重机机构紧凑，传动比大，操作平稳，调速性好，目前也被广泛用于起重机的驱动。

1）起升机构

起升机构一般由驱动装置、钢丝绳缠绕系统、取物装置和安全保护装置组成。驱动装置由电动机、联轴器、制动器、减速机、卷筒等组成。钢丝绳缠绕系统包括钢丝绳、定滑轮组、动滑轮组和转向滑轮等。取物装置有吊钩、电磁吸盘、抓斗、吊环和吊具等多种形式。安全保护装置有超载保护装置、起升高度限位器、下降深度限位器、超速保护开关和安全制动器等。

设计起升机构时需要考虑的主要技术参数有：起重量、工作级别、起升高度和起升速度。起重量影响起升机构的布置形式、传动部件尺寸和电动机的功率，起重机的最大起重量应符合GB/T 783—2013 的规定和业主的要求。如果起重量较大，宜设主、副起升机构。主起升机构起重量大，用于吊较重的货物；副起升机构吊较轻的货物，速度快，效率高。

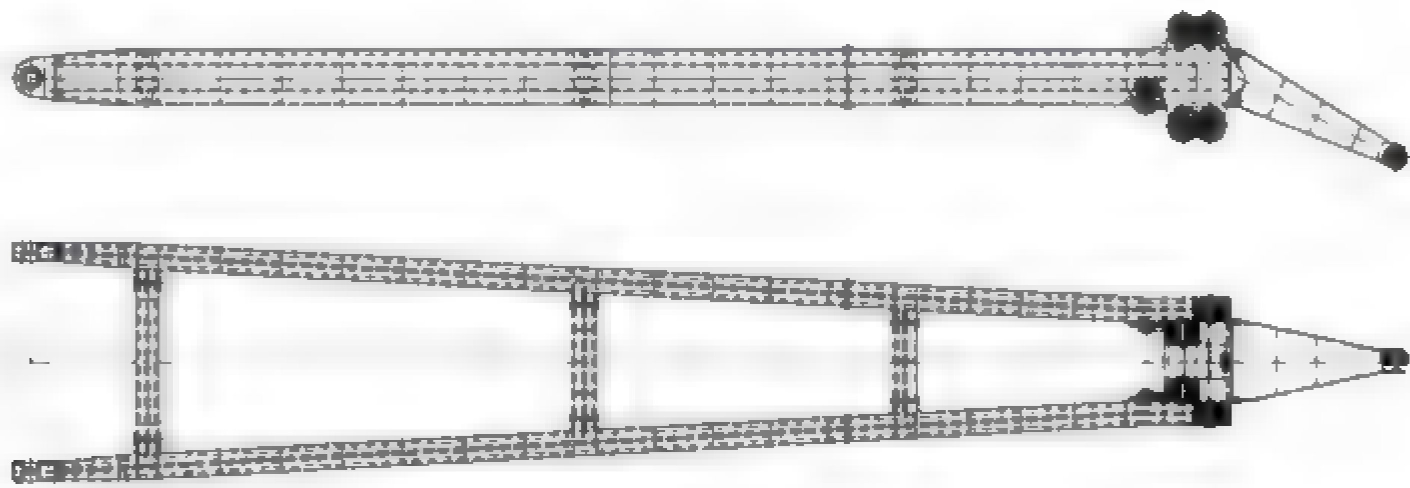


图 38-90　人字架桅杆无斜杆臂架

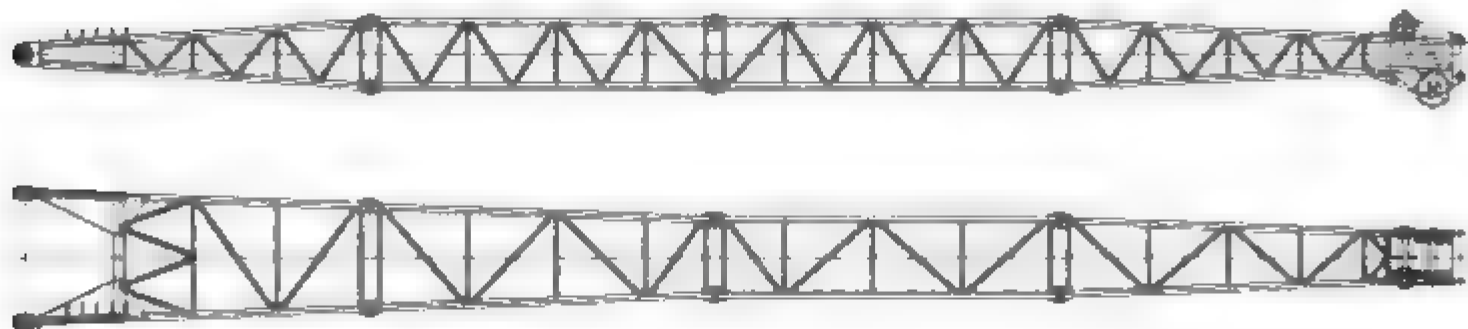


图 38-91　人字架桅杆桁架式臂架

起升速度与起重量、起升高度、工作级别和使用要求有关。中、小起重量的起重机选用高速以提高装卸效率；大起重量的起重机选用低速以降低驱动功率和成本，提高工作的平稳性和安全性。工作级别高的起重机宜用高速，大起升高度的宜用高速，安装用起重机宜采用低速。

起重机的整机、机构的工作级别应按照GB/T 3811—2008的规定确定。

起升机构的计算载荷与载荷组合亦应符合GB/T 3811—2008的有关规定。

由于各种起重机的起升机构的设计原则和方法是相通和相似的，在此只介绍较为特别的斜撑式桅杆起重机的钢丝绳缠绕系统。如图38-92所示，由于桅杆需要回转，起升钢丝绳需从卷筒绕出后通过枢轴顶部的转向滑轮进入桅杆的内部，然后从桅杆中部的转向滑轮穿出，再进入臂架头部的定滑轮组。由于变幅钢丝绳进入臂架头动滑轮组前的卷绕方式与起升钢丝绳完全相同且均需穿过枢轴孔，故设计时需防止桅杆转动时两支钢丝绳干涉。

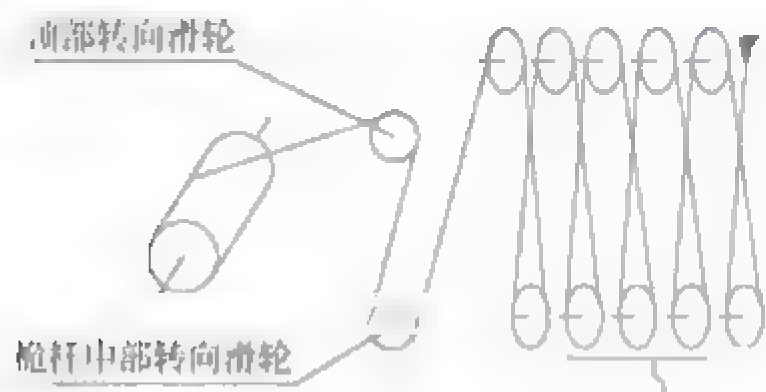


图38-92 斜撑式桅杆钢丝绳缠绕系统

2）变幅机构

桅杆起重机常用非平衡变幅机构。非平衡变幅机构与起升机构相同，只是没有取物装置，由驱动装置、钢丝绳缠绕系统和安全保护装置组成。驱动装置由电动机、联轴器、制动器、减速机、卷筒等组成。钢丝绳缠绕系统包括钢丝绳、定滑轮组、动滑轮组和转向滑轮等。安全保护装置有超载保护装置、变幅极限限位器、超速保护开关和安全制动器等。

非平衡变幅机构通过滑轮组驱动臂架转动，其设计计算方法与一般起升机构类似，不同点在于变幅过程中，钢丝绳的最大静拉力在较大范围内变化，因而电动机的功率也随之变化。在计算电动机功率、零件疲劳寿命时需要考虑变幅过程中钢丝绳拉力的变化。传动机构零件的静强度按最大静拉力（考虑动载系数）计算。

3）回转机构

起重机的回转机构由回转支承装置和回转驱动装置两部分组成。

桅杆起重机使用的回转支承共有两种形式，即滚子夹套式回转支承装置和滚动轴承式回转支承装置。目前滚动轴承式回转支承装置已逐渐取代滚子夹套式回转支承装置，成为起重机首选的回转支承形式。滚动轴承式回转支承的直径目前最大为7.3m，当超过此直径时，起重机仍需使用滚子夹套式回转支承。

回转驱动装置常装在起重机的回转部分上。电动机或液压马达通过减速机驱动最后一级行星小齿轮，行星小齿轮与安装在起重机固定部分上的大齿圈或针齿圈相啮合，以实现起重机的回转。在各种传动方案中，以立式电动机或高速液压马达与行星减速机组合的传动方案最为理想，具有传动比大、结构紧凑的优点。低速大扭矩液压马达直接驱动回转机构的方案也常用于小吨位的起重机。当传递的功率加大时，一台起重机可设多套回转驱动装置。

图38-93所示为直立电动机与行星减速机驱动滚动轴承式回转支承的传动方案，通过减速机小齿轮驱动回转支承的内齿圈来传递扭矩。图38-94所示为高速液压马达与行星减速

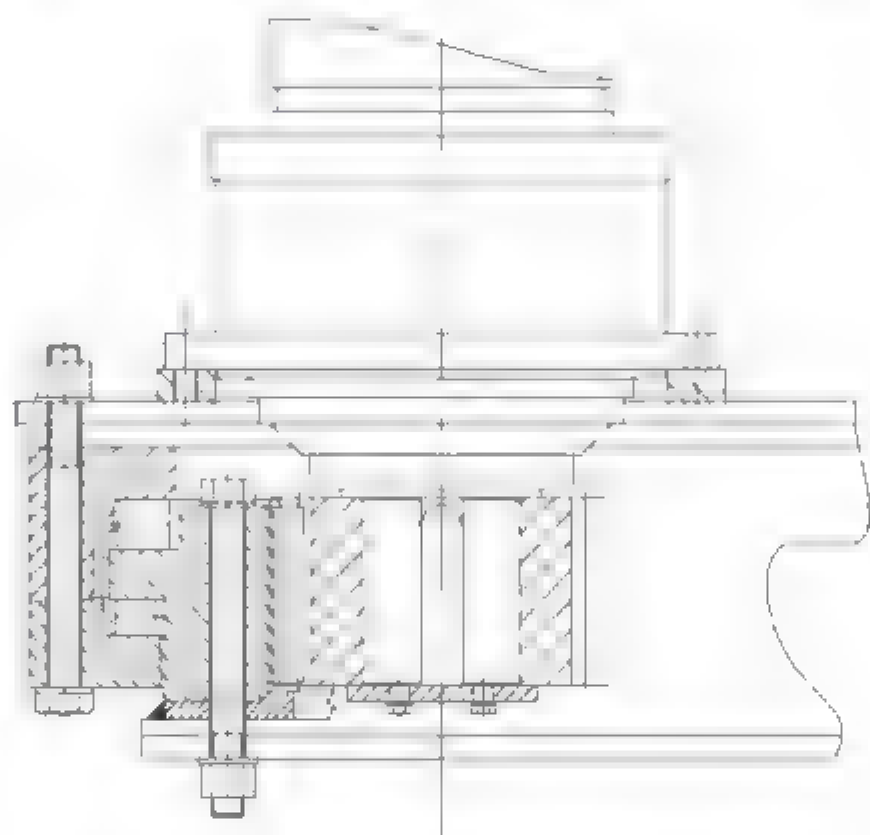


图38-93 滚动轴承式回转支承传动方案

机驱动滚子夹套式回转支承的传动方案，通过减速机小齿轮驱动安装在起重机不动部分上的针齿圈来传递扭矩。

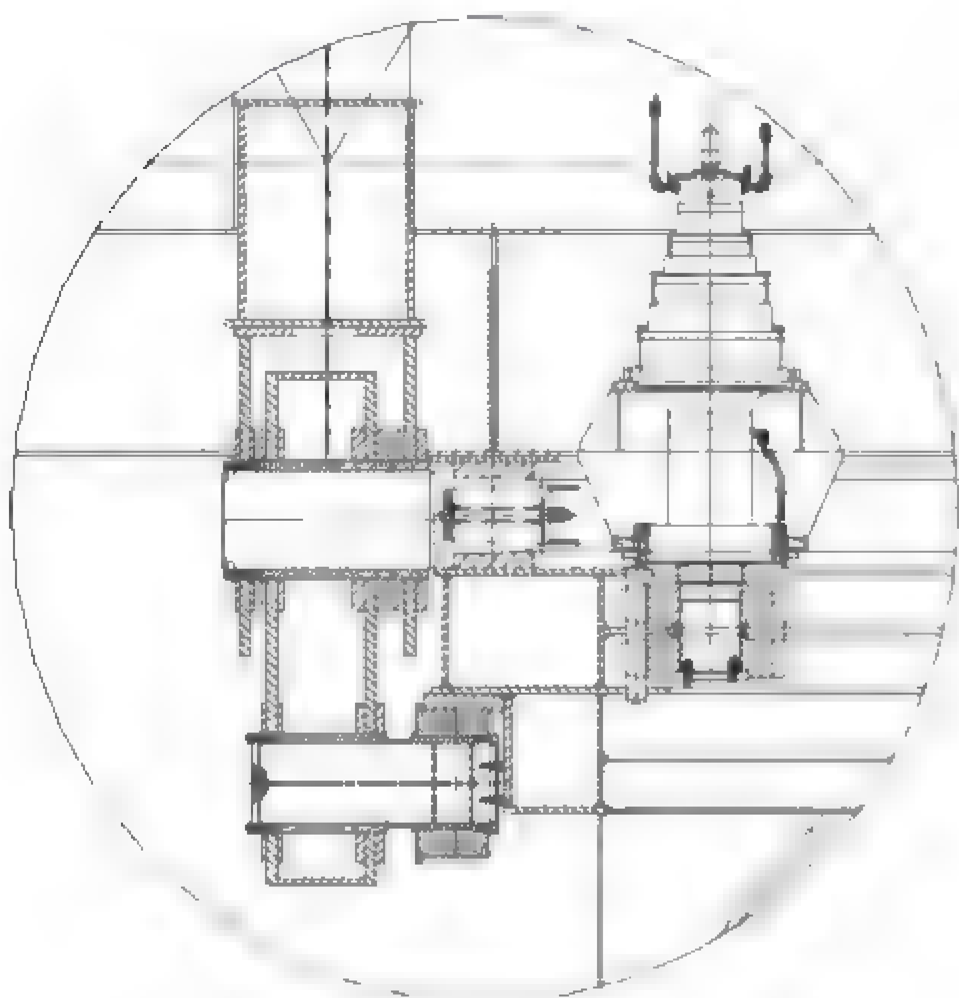


图 38-94 滚子夹套式回转支承传动方案

在起重机的工作级别较高或重载情况下，回转驱动机构多用小齿轮驱动滚子轴承式回转支承的内齿圈来驱动起重机回转，这种驱动方案具有线速度高、传动平稳、噪声低和寿命长的优点。在工作级别较低的情况下，一般用小齿轮针齿圈的驱动方式。针齿圈制造简单，成本低，但传动冲击较大。

4）运行机构

桅杆起重机的运行机构用来支承起重机的自身重量和起升载荷并使起重机前后运行。

根据起重机工作的特点，运行机构可分工作性运行和调整性运行。工作性运行机构是带着起升载荷运行，构成了工作循环的一部分，影响起重机的生产率，故工作性运行机构的速度较快、功率较大。调整性运行是调整起重机的工作位置的运行，一般运行速度较慢。

运行机构包括支承装置和驱动装置两大部分。桅杆起重机的运行支承装置有轮轨式支承和滑靴支承两种；运行驱动装置有减速机驱动和液压缸驱动两种。工作性的运行机构多由轮轨式支承装置和三合一减速电机驱动装置组成；步履式运行机构一般由轮轨式支承装置或滑靴支承装置和液压缸组成。

轮轨式支承装置和三合一减速电机驱动装置组成的运行机构与门式起重机的大车运行机构基本相同。其支承装置采用钢制车轮支承在钢道上并沿钢轨滚动运行。为了保证车轮均匀承载，采用平衡梁的方式实现均载，车轮较多的情况下，则采用多级平衡梁来实现车轮的均载，详见图 38-95。三合一减速电机融变频电动机、减速机和制动器于一体，具有结构紧凑、安装方便、工作平稳等优点。

桅杆起重机的步履运行机构主要用来调整起重机的工作位置，可采用钢制车轮或滑靴作为支承装置在钢轨上滚动或滑动运行。采用钢制车轮支承装置的优点是滚动摩擦阻力小，运行平稳，缺点是制造复杂、成本高，受车轮与轨顶黏着力的限制，车轮容易打滑。当轮压太大时，起重机运行到新的工作位置后需要将车轮顶起，用其他的支承方式替代车轮来承受起升载荷，否则车轮直径要做得足够大，很不经济。滑靴作为支承装置承载能力比钢制车轮大且更便宜。用滑靴作为支承装置在轨道上滑行到新的工作位置时，由于滑靴的承载

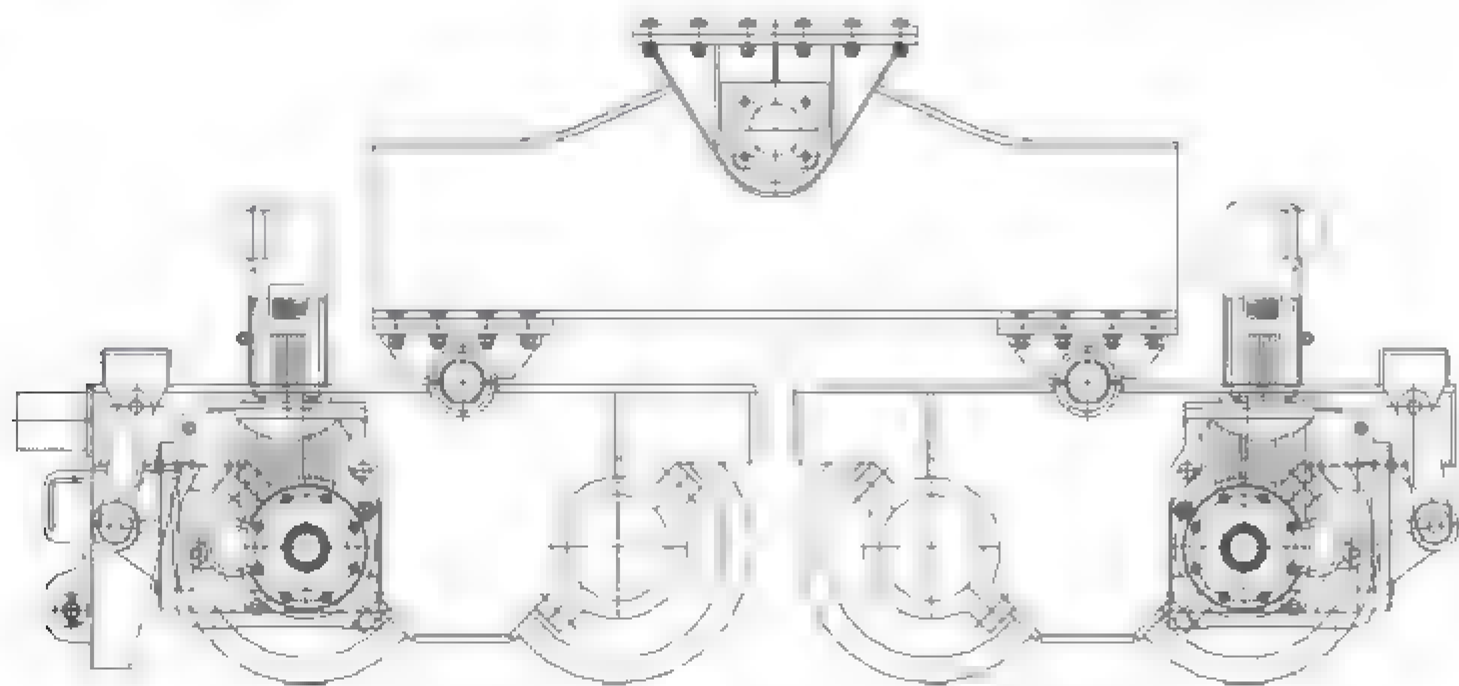


图 38-95 轮轨和减速机驱动的运行机构

能力较大，起重机不需要作载荷转换即可工作。

步履式运行机构一般采用液压缸作为驱动装置。液压缸驱动机构又分单液压缸驱动机构和双液压缸驱动机构。单液压缸驱动时起重机只能作间歇运行，双液压缸驱动时起重机可连续运行。液压缸驱动机构的最大优点是驱动力大，可驱动起重机在较大坡度的轨道上运行，此时起重机运行能爬的最大坡度取决于起重机的整体稳定性。

图 38-96 所示为一种能在坡道上运行的步履式运行机构，支承装置为钢制车轮，驱动装置为单液压缸驱动，并设有锁定机构。当液压缸伸出驱动起重机爬坡前行时，锁定装置自动打开；当液压缸缩回时，锁定机构锁定在轨道上，防止起重机在自重的作用下向后滑动。

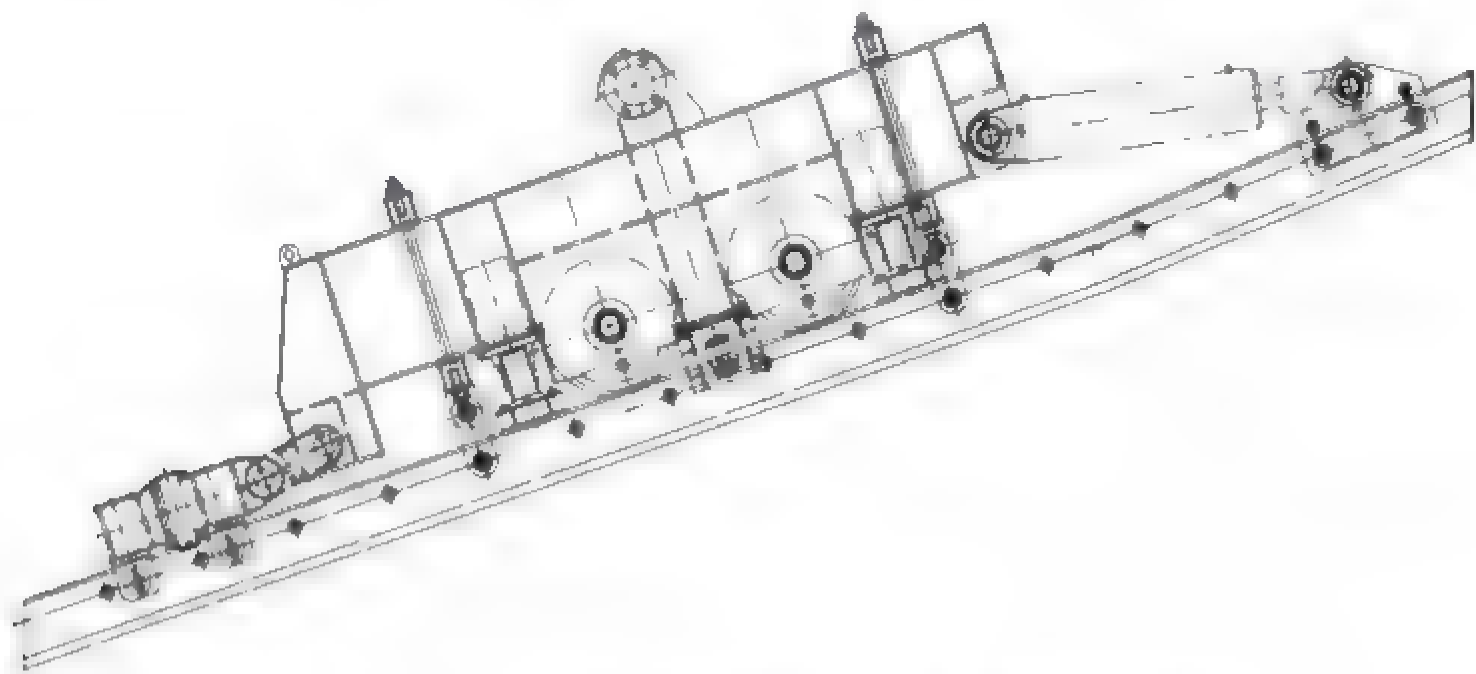
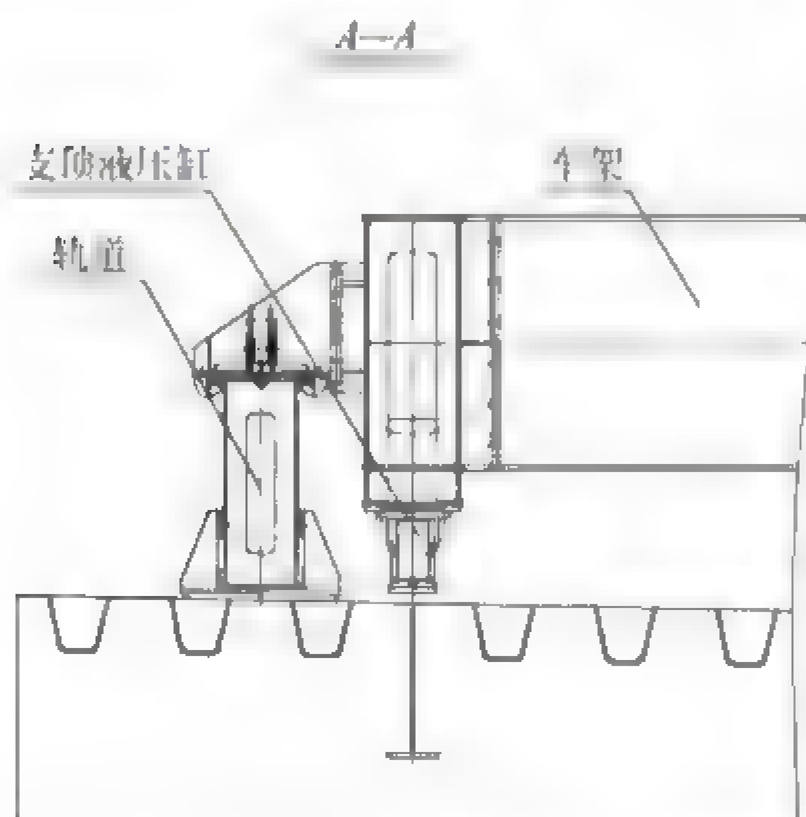


图 38-96　轮轨和液压缸驱动的步履式运行机构

图 38-97 所示为一种自带轨道、液压缸驱动的步履式运行机构，其支承装置为滑靴。桅杆起重机安装在车架上，车架装有四个支顶液压缸，车架左右两侧分别装有两个带反钩装置的滑靴。在驱动液压缸作用下，车架既可通过滑靴在轨道上滑移，轨道也可通过滑靴的反钩装置沿车架向前滑移。起重机工作时，载荷通过支顶液压缸传到基础上，必要时应将车架锚固在基础上。步履走行时，支顶液压缸将车架顶起，车架上的反钩座将轨道向上带离基础，在驱动液压缸作用下轨道向前移动到起重机的下一个工作点，然后支顶液压缸缩回，车架下落到轨道上，驱动液压缸向前将起重机顶推到新的工作位。



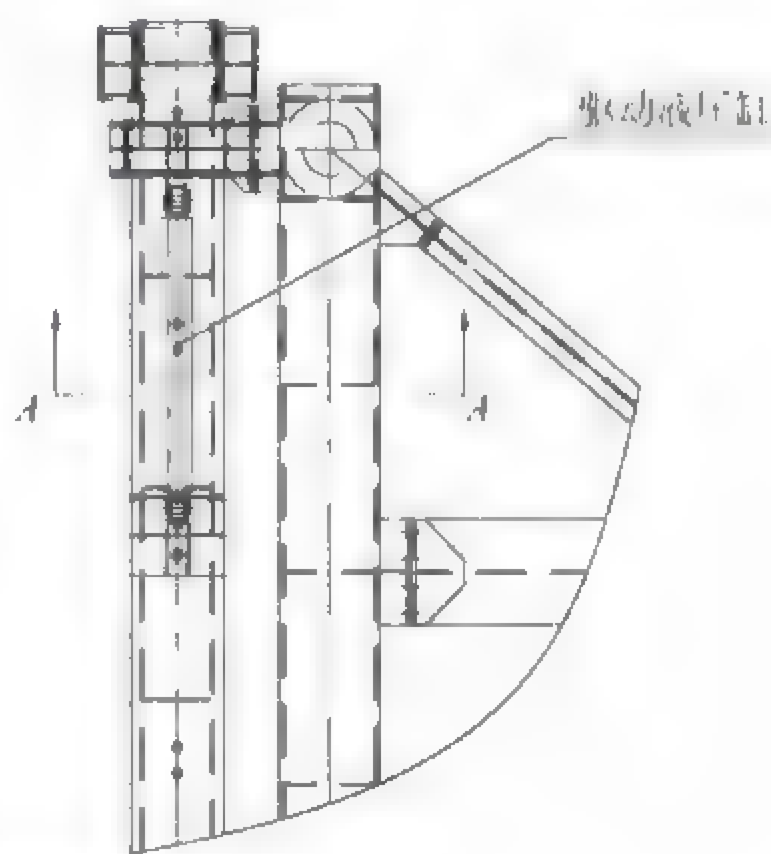


图 38-97　滑靴和液压缸驱动的步履式运行机构

38.6.4 使用条件和安全要求

1. 工作条件和一般规定

(1) 桅杆起重机应能在环境温度为－20～＋40℃条件下正常工作。超出此范围时，按特殊要求，由用户与制造商协商解决。

(2) 起重机的设计应符合《起重机设计规范》(GB/T 3811－2008)和《桅杆起重机》(GB/T 26558－2011)等标准规范的有关规定。

(3) 对允许采用牵引绳与起升绳共同牵引的吊钩，其在桅杆和臂架平面内偏离吊钩自由状态的垂直投影点进行作业时的结构件强度、缆风绳及锚定设计计算，均应考虑牵引绳的水平分力所产生的影响，且使吊钩偏离自由状态的垂直投影点进行作业的起升绳最大偏角不大于30°。

(4) 起重机的额定起重量数值应符合《起重机械 基本型的最大起重量系列》(GB/T 783—2013)或用户的要求。

(5) 起重机的工作幅度、起升高度、起重量等基本参数应符合设计文件的规定。

2. 安全装置

1) 起重机的超载保护装置

当最大起重量大于1t时，应装设起重量限制器或起重力矩限制器(当额定起重量与工作幅度有关时)。起重量的超载保护装置应符合GB 12602—2009的规定。

超载保护装置在超载时应发出声光报警信号，对于电力驱动的起重机应能立即停止起升运动，切断向外变幅控制回路电源，但应有下降运动、向内变幅运动；对于发动机驱动的起重机，司机及时停止起升和向外变幅的操作。具有多挡变速的起升机构，限制器应对各挡位具有防止超载的作用。

限制器及其动作点(报警和自动切断电源)的规定，应符合GB 12602－2009的规定。

2) 限位开关

电力驱动的变幅机构、回转机构、运行机构应装设限位开关，该限位开关应能使相应机构运行至极限位置处自动停止，且此时只能逆向运行。

发动机驱动的变幅机构、回转机构、运行机构达到限位位置前，应及时发出声光报警信号，使操作员有足够的反应时间进行有效控制。

3) 起升高度限位器

电力驱动的起重机应装设起升高度限位器，并在吊具起升到臂架端下方设定的极限距离时，应能立即停止起升运动、切断向外变幅控制回路电源，但应有向下运动、向内变幅运动。

发动机直接驱动的起重机在吊具起升到臂架端下方设定的极限距离前，应发出声光报警信号，以使操作员有足够的反应时间对相关机构进行有效控制。

4) 起升偏角限制器

电动机、发动机驱动的牵引机构牵引吊具，使吊具在包含臂架中心线的垂直平面内偏离吊具自由状态的投影点进行作业的起重机，当操作不当，有使起升绳的偏角超出设计值的可能时，应装设起升绳偏角限制器。

38.6.5 主要技术性能参数

1. 基本参数系列

常用桅杆起重机的主要技术性能参数见表38-19。

表38-19 常用桅杆起重机的主要技术参数

起重量/t	30	50	70	80	120
工作级别	A5	A5	A4	A5	A4
最大幅度/m	18	28	45	40	47
起升高度/m	29.5	90	47.5	45	55
起升速度/(m/min)	5.0	5.0	3.8	5.0	4.2
变幅速度/(m/min)	8.4	3.0	2.5	3.0	2.0
功率/kW	140	200	190	220	240
自重/t	47	140	130	150	180

2. 典型产品性能参数

典型桅杆起重机产品性能参数见表38-20。

表38-20 典型桅杆起重机性能参数

起重量/t	550	800	600	500
最大幅度/m	45	32	46	36
起升高度/m	－7/34	－10/40	－10/45	－15/26
起升速度/(m/min)	1.0	0.6	1.0	2.0

续表

变幅速度/(m/min)	2.0	0.6	2.0	2.0
功率/kW	430	405	450	346
桅杆类型	人字架	人字架	人字架	人字架
制造厂	武桥重工	武桥重工	丰汇公司	振华重工

38.6.6　选用注意事项

1. 起重机类型选择

在选择桅杆起重机类型时要考虑起重机的用途和功能。单桅杆起重机和缆绳式桅杆起重机多在临时施工场合下作短时间使用，具有结构简单、价格低等优点；悬臂式桅杆起重机多用于特定的场合，作为某建筑或结构的一部分用来施工；摇臂式桅杆起重机、人字架桅杆起重机和斜撑式桅杆起重机用途较广，多用于港口码头的装卸作业。摇臂式桅杆起重机、人字架桅杆起重机均不能回转，斜撑式桅杆起重机可部分回转。

2. 机构选用注意事项

1）回转机构选用注意事项

回转支承应优先选用滚动轴承式回转支承，只有在直径大于 ϕ7.3m 时才选用滚子夹套式回转支承。机构工作级别高时，回转驱动装置宜选用小齿轮大齿圈的形式；只有在工作级别低、载荷轻时才可使用小齿轮针齿圈的形式。

可360°全回转的桅杆起重机的回转驱动机构不应使用自锁减速机，以便在需要时臂架能随风旋转。回转机构制动器的静态力矩应能在起重机正常工作时的风力作用下保持起重机回转部分不动。若使用常闭式制动器，非工作状态下起重机应能通过手动的方式确保制动分离，确保臂架能随风旋转。

2）非平衡式变幅机构选用注意事项

通过定、动滑轮组驱动臂架转动实现变幅运动时，钢丝绳的最大静拉力在较大范围内变化，因而电动机的功率也随之变化，在计算电动机功率、零件疲劳寿命时需要考虑变幅过程中钢丝绳拉力的变化。传动机构零件的静强度按最大静拉力（考虑动载系数）计算。

3）运行机构选用注意事项

应根据起重机的使用特点来选用运行机构，如果选用工作性运行机构，在计算驱动机构时应考虑动荷载，并验算机构零部件的疲劳和寿命。

38.6.7　技术标准与规范

桅杆起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护等应遵循或参考表38-21中的标准与规范。

表 38-21　桅杆起重机技术标准和规范

序号	标准编号	标准名称
1	GBT 26558—2011	《桅杆起重机》
2	JT/T	《港口桅杆起重机安全规程》（在编）
3	GB/T 6067.4	《起重机械安全规程　第4部分：臂架起重机》
4	GB/T 31052.4	《起重机械　检查与维护规程　第4部分：臂架起重机》（在编）

38.7　悬臂起重机

38.7.1　概述

1. 机型特点

悬臂起重机是指取物装置挂在刚性固定的悬臂（臂架）上，或悬挂在可沿悬臂（臂架）运行的小车上的臂架起重机。

按照《悬臂起重机》（JB/T 8906—2014）行业标准，悬臂起重机一般分为柱式悬臂起重机和壁式悬臂起重机。本节主要介绍用于港口的柱式悬臂起重机。

悬臂起重机结构简单，使用灵活方便，起升机构多采用电动葫芦，起重量较大的亦可采用专门的起重小车。小车运行和回转机构可采用手动或电动方式，整机可固定在地面或墙壁上，也可以在地面上水平移动（一般需加配重）。

2. 发展现状

中国悬臂起重机的制造企业很多，主要有江苏三马起重机械制造有限公司、卫华集团有限公司、秦皇岛市德安起重物流输送设备有限公司等。

悬臂起重机的结构形式主要有柱式悬臂起重机和壁式悬臂起重机之分，按照回转角度有小于等于270°和小于等于360°之分。为提高起重机的主参数，一些制造企业研制的双梁壁式运行悬臂起重机，起重量可达到32t，与柱式悬臂起重机相比其有效悬臂长度、起升高度、起升速度、运行速度均有很大提高。

38.7.2 应用情况

悬臂起重机广泛用于车间内的生产线、装配线和机床的上下工件，以及仓库、码头等场所的重物吊运，如图38-98所示。悬臂起重机自重轻、悬臂长、非常适用1t左右重量的工件定点频繁吊运，具有结构简单、操作灵活等特点，特别适合于两人操作，一人控制，一人安装，效率高，制造、维修方便。在集团化、规模化生产中悬臂起重机已经得到肯定，应用广泛。



图38-98 江苏三马制造的悬臂起重机

悬臂起重机也可作为维修起重机，安装在其他大型起重机械上，如造船门式起重机、岸边集装箱起重机、桥式抓斗卸船机、轨道式集装箱门式起重机上广泛采用悬臂起重机作为机上维修起重机。其中造船门式起重机主梁端部上方安装的维修用悬臂起重机(见图38-35)起重量一般为10t，其他起重机上安装的悬臂起重机其起重量一般不超过1t。

还有一些散粮码头或煤炭、矿石等大宗散货码头的输送机转接塔上也安装有悬臂起重机，用于转接塔上机械设备的维修更换。其起重量一般大于最重的部件(如减速器)的重量，但一般不超过5t。

图38-99所示为大连某渔港柱式悬臂起重机，用于将渔船吊进吊出水面，或起吊货物、鱼类装卸船。这类起重机的起重量不大，但是要求起重机工作幅度较大，所以起重机悬臂后部一般配有平衡重，臂架一般可360°回转。由于起重机的性价比较高，近几年在渔港码头应用较多。



图38-99 某渔港悬臂起重机

图38-100所示为国外游艇码头使用的各种柱式悬臂起重机，用于豪华游艇进出水的起吊等。

其中，图(a)中电动葫芦悬挂在悬臂梁下方，可沿轨道行走；悬臂梁后部带有平衡配重。电动葫芦带有专用吊具，专用吊具下设有4个吊点，方便游艇等大件物品的安全起吊。

图(b)中与图(a)悬臂起重机类似，但悬臂梁后部不带平衡配重，吊钩下同样可带专用吊具。

图(c)和图(d)结构形式类似，“干”字形悬臂梁下悬挂4台电动葫芦，电动葫芦可沿轨道行走，也可固定安装。由4台电动葫芦共同完成游艇等大件货物的起吊工作。

38.7.3 整机构造与原理

典型的柱式悬臂起重机如图38-101所示。


(a)


(b)


(c)


(d)

图 38-100　游艇码头悬臂起重机

悬臂起重机由立柱、牛腿、悬臂梁、电动葫芦(或起重小车)及辅助设备等组成。悬臂起重机按功能可分为起升部分、回转和移动部分、支承结构部分等。

1. 立柱

用来支承起重机悬臂和取物装置的结构。

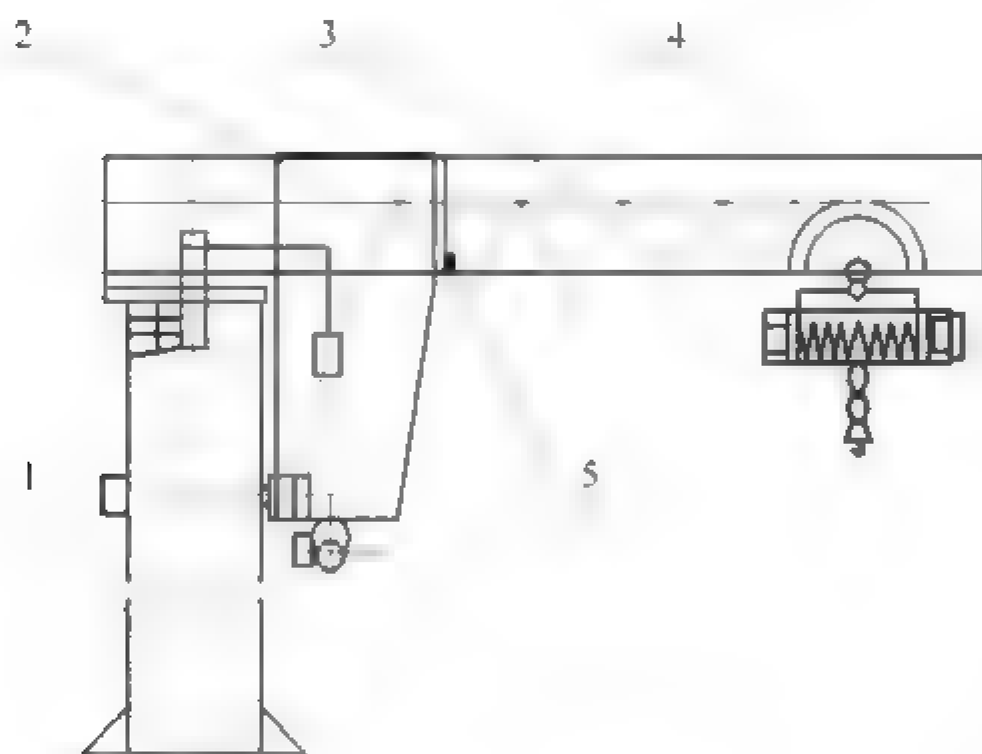


图 38-101 柱式悬臂起重机的构成
1—立柱；2—牛腿；3—悬臂梁；
4—电动葫芦；5—辅助设备

立柱下端通过地脚螺栓固定于地面混凝土基础上，上端装有轴承和回转驱动机构，用于实现悬臂的回转。

2. 牛腿

用于改善悬臂受力、布置回转驱动装置的结构。

3. 悬臂梁

由带轨道的箱形梁或工字钢构成，用来悬挂电动葫芦，并为其提供行走轨道。

4. 电动葫芦

用来实现重物的提升和移动。典型的电动葫芦见图 38-102。

5. 辅助设备

主要是一些安全辅助设备，如载荷限制器、各机构的行程限位装置等。

38.7.4 主要技术性能参数

悬臂起重机主要技术性能参数有工作级别、额定起重量、起升高度、工作速度等，典型参数如下。

(1) 工作级别。悬臂起重机整机工作级别一般分为 A1～A6 六个级别。

(2) 额定起重量。起重量系列有：0.125，0.25，0.5，1，2，3.2，4，5，6.3，8，10t。其中不带配重的定柱式悬臂起重机起重量一般不超过 5t。

(3) 有效半径。有效半径为 2～10m，一般按 0.5m 递增。

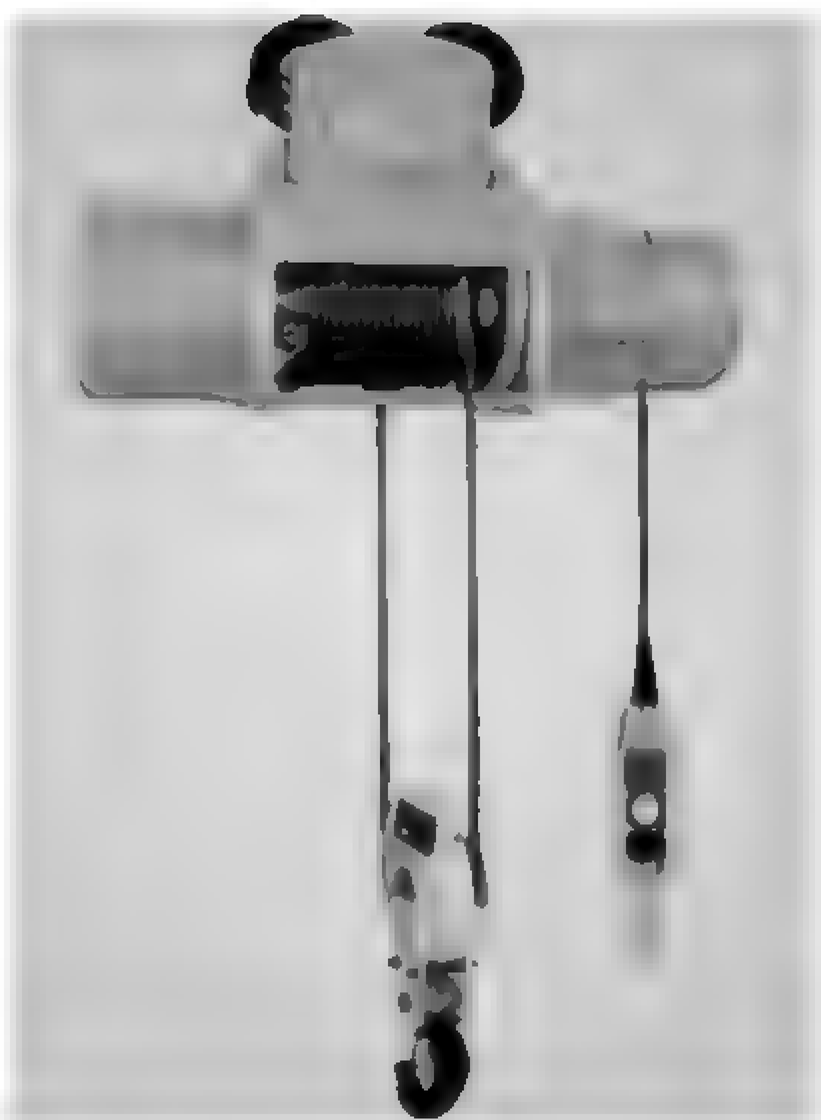


图 38-102 电动葫芦

(4) 起升高度。起升高度为 2～10m，一般按 1m 递增。

(5) 工作速度。当起升和运行机构为电动时，起升速度系列为 0.32，0.5，0.8，1，1.25，1.6，2，2.5，3.2，4，5，6.3，8，10，12.5m/min 等；运行速度为 3.2，4，5，6.3，8，10，12.5m/min 等。

38.7.5 选型注意事项

在《悬臂起重机》(JB/T 8906—2014)中规定，起重机的垂直下挠度应确保：

(1) 臂架上运行的小车在正常作业时不会失控。

(2) 臂架不会自行回转。

此外应注意：

(1) 操作人员应严格遵守起重机操作规程，不允许超负荷使用。

(2) 不允许利用悬臂终端挡板作为通常停车方法。

(3) 捆紧重物的链条或钢丝绳必须有足够的强度，并捆扎牢固可靠。绳或链绕过重物锐角处宜加衬垫。绳索必须在吊钩的中心位置不会滑落。

(4) 重物的升降和移动，应在垂直的情况下进行，禁止用手拉葫芦来拖动或强行吊拔埋

在地下的重物，也不允许转动起重机来进行拖动和撞击作业。

38.7.6　技术标准与规范

悬臂起重机的设计、制造、运输、安装、调试、检测、验收、使用、检查与维护应遵循或参考表38 22中的标准规范。

表 38-22　悬臂起重机技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JB/T 8906　2014	《悬臂起重机》
2	GB/T 31052.1　2014	《起重机械　检查与维护　第1部分：总则》

第39章

港口集装箱散装设备

39.1 概述

近几年环保、节能减排越来越引起沿海港口城市的重视，各港口纷纷打造绿色环保品牌，并开始研究散货集装化运输工艺。长期以来普通散件装卸及运输效率低，时间长，货损、货差严重，影响货运质量，且货运手续繁杂，影响工作效率。采用集装箱运输则可彻底解决以上问题，而且集装箱装卸机械专业化程度高，装卸效率高，不受天气影响，提高了船舶和港口的装卸效率，从而提高了效益。

39.1.1 国内外发展现状

集装箱运输散货被称为散货运输的"第二次革命"。近几年随着散货装集装箱需求的快速增长，相关的散货装集装箱技术发展迅猛。

1. 散货装箱工艺

国内各港口、场站和粮库的散货装箱工艺，主要为将集装箱翻转一定角度，然后通过带式输送机、缓冲仓自流、漏斗，或通过装载机、叉车等方式进行装箱作业，如图39-1～图39-3所示。

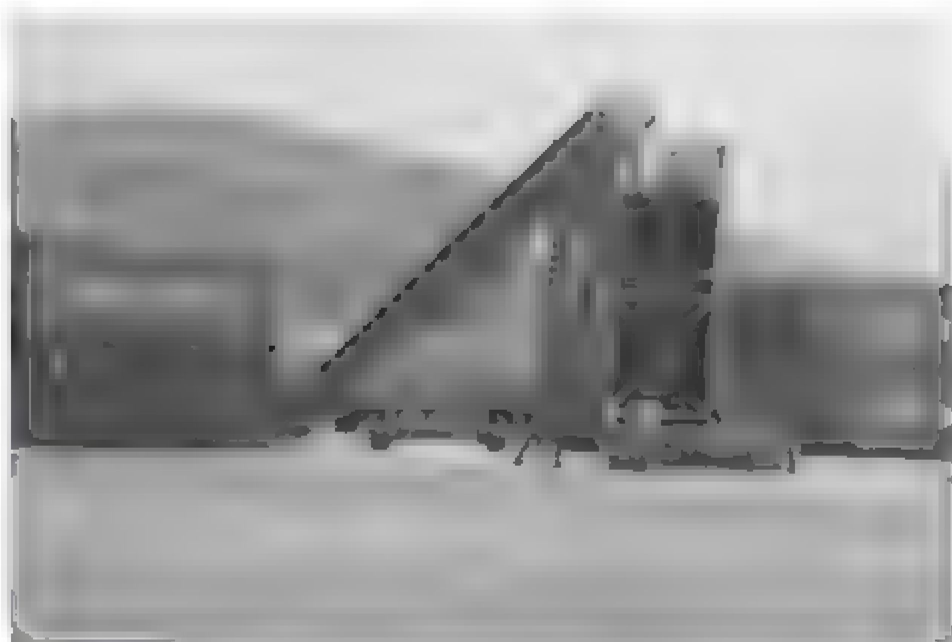


图39-1 大倾角输送机装箱工艺



图39-2 漏斗装箱工艺

2. 散货装箱设备

根据不同的散货装卸工艺，开发出了多种集装箱散装设备，主要有以下几种。

1) 集装箱翻转平台

目前国内各大码头和粮库采用的集装箱翻转平台主要有固定式和拖行式两种。

(1) 固定式集装箱翻转平台

如图39-4和图39-5所示，有起升20ft和40ft集装箱两种固定式翻转平台。20ft集装箱翻转角度一般设计为70°～90°，而从安全角度和集装箱受力考虑，40ft集装箱大多设计在35°以下。

(2) 拖行式集装箱翻转平台



图 39-3　缓冲仓自流装箱方式



图 39-6　拖行式翻转平台(发动机动力)



图 39-4　固定式 20ft 集装箱翻转平台



图 39-7　拖行式翻转平台(外接电源动力)



图 39-5　固定式 40ft 集装箱翻转平台

如图 39-6 和图 39-7 所示，拖行式集装箱翻转平台可以用标准的牵引车进行拖行，运输和作业模式较固定翻转平台有更好的灵活性。

集装箱翻转平台的优点是不需要占用固定场地，可灵活安排作业地点；可配置发动机或外接电源两种动力方式，既适合于内陆小货主和临时作业的需要，也适合于需要频繁进行近距离运输的港口作业。但集装箱翻转平台的装卸作业需要集装箱起重设备配合作业，而且集装箱立起后高度超过 6m，需要提高散货来料的输送高度。

2）集装箱放置坑方案

秦皇岛港集装箱散装煤炭设备如图 39-8 所示。在地面上设置集装箱放置坑，利用固定式门式起重机，将集装箱从拖车上起吊、横移后进行倾斜，将集装箱放入坑内进行装箱。

集装箱放置坑装箱方式避免了集装箱正面吊运机等集装箱专用起重设备配合作业，一次性投入成本相对较少；对煤炭等装箱设备要求低的货种，可以实现用短带式输送机和铲车进行装箱。但其作业场地和设备固定，散货需运送到固定地点，灵活性较差，集装箱放置坑的防雨和排水问题较多。该方案适合于煤炭较为集中的内陆场站或粮食生产基地。

散货装箱设备均为露天作业，粉尘污染不



图 39-8 煤炭散装集装箱放置坑装箱作业

可避免。对于煤炭可采取喷淋或喷雾的方式抑尘，对于粮食也须采取有效的除尘措施降低粉尘污染。

39.1.2 散货装卸集装箱工艺流程

1. 装箱

将集装箱置于集装箱支承平台并锁定→集装箱俯仰→打开集装箱门→散货装箱→关闭集装箱门→集装箱放平→集装箱移位→集装箱堆场或装船。

2. 卸箱

将集装箱置于集装箱支承平台并锁定→集装箱俯仰→打开集装箱门→物料自动流出→关闭集装箱门→集装箱放平→空箱移走。

集装箱的俯仰也可以通过一套特殊的起吊设备使集装箱倾斜一定角度来完成。

39.2 散装集装箱关键环节

39.2.1 集装箱开关门机构

集装箱开关门可以采用钢丝绳牵引方式。集装箱装箱可以通过一个可升降的头部漏斗，当集装箱仰起时，头部漏斗升高，同时带动钢丝绳牵引集装箱门打开；头部漏斗下降时，集装箱门关闭，然后再人工锁紧。集装箱开关门也可以通过特殊设计的四连杆机构来实现。

39.2.2 集装箱俯仰机构

为实现散货的装箱和卸箱作业，集装箱必须能够倾斜一定的角度。同时还应考虑物料进箱时的冲击对俯仰机构的影响。

集装箱俯仰可以通过液压系统控制实现：将集装箱固定在一个俯仰平台上，然后通过液压缸将平台俯仰到一定角度来实现集装箱的俯仰。

另外，对于四角单独起吊的集装箱，还可以通过收放钢丝绳的方式来使集装箱发生倾斜。比如采用可收放钢丝绳的专用吊具，或者采用特殊的起吊设备吊起集装箱的一端，另一端位置不变，形成倾角，完成集装箱的俯仰。例如把4个电动葫芦固定在门架上就可以完成此动作。

39.2.3 散货装箱方式

常用的散货装箱方式有以下四种：

(1) 将集装箱平放在地面上，用叉车或装载机装箱。

(2) 将集装箱倾斜一定的角度，用装载机装箱。

(3) 将集装箱倾斜一定的角度，采用带式输送机装箱。这种装箱方式物料流均匀，对俯仰机构冲击较小。

(4) 散料通过带式输送机进入装箱楼，然后通过装箱楼流入倾斜的集装箱里。这种装箱方式可以使连续物料流转化为装箱的间断动作。

39.2.4 集装箱移位机构

集装箱移位可以通过自行式大车运行机构、齿轮齿条传动机构、钢丝绳牵引机构等来实现。这些都是比较成熟的技术。

对通过起吊钢丝绳收放实现俯仰的散货集装箱可以通过门架上小车的移动直接将集装箱放在集卡上来完成集装箱移位、搬运工作。

但是考虑到集装箱需在平台上俯仰，俯仰时要求平台的固定。齿轮齿条传动由于啮合

力较大，而且可以实现自锁功能，固定效果相对较好一些，能较为有效地抵抗物料对俯仰机构的冲击。

39.2.5　集装箱拖挂车的装卸

集装箱搬运机械技术已比较成熟，常用的集装箱搬运设备有集装箱正面吊运起重机、轮胎式和轨道式集装箱门式起重机、集装箱叉车、集装箱跨运车等，这里不再赘述。

39.3　集装箱门式倾转机

下面对专门研发的用于散粮散装集装箱的集装箱门式倾转机进行详细介绍。

39.3.1　功能和特点

集装箱门式倾转机专门用于集装箱的散货输送，是集起重及倾转于一体的一种起重设备。该设备能降低散货运输的包装成本，满足散粮运输的全程机械化，具有破损撒漏率低、班期稳定、小批量运输、无须等船等多种优势。

大连港集团有限公司、大连港集装箱码头有限公司研制的集装箱门式倾转机集成技术是目前国内技术先进的散装集装箱设备，如图39-9所示。

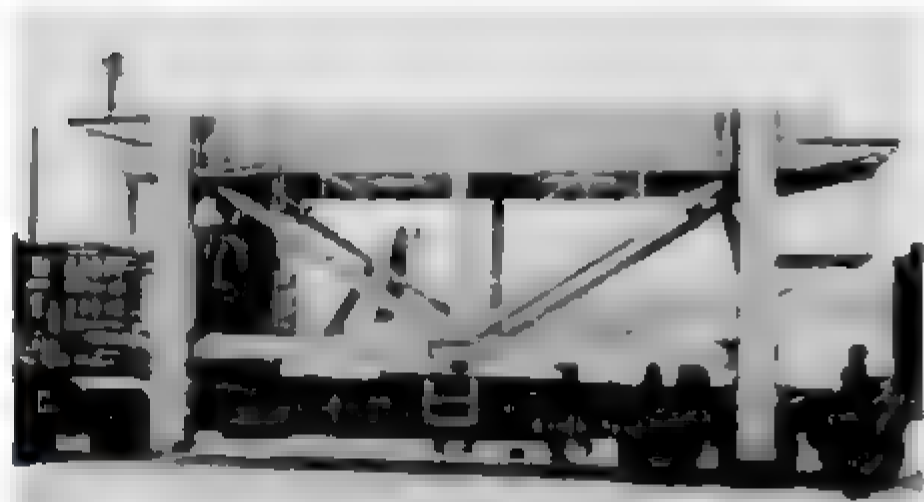


图39-9　集装箱门式倾转机

集装箱门式倾转机具有如下特点。

1. 设备灵活，功能齐全

该设备具有运输、集装箱起重、集装箱倾转三大功能，灵活运输，充分满足内陆散货集装化装箱需要(图39-10)。

(1) 运输便捷，不需要其他起重设备辅助。门式倾转机可将支腿收起后，直接通过标准的集装箱拖车进行运输，方便为多个作业现场提供装箱服务。

(2) 可替代正面吊运起重机，实现集装箱的起重功能，减少了高成本设备的投入。

(3) 倾转功能配合起升功能，不需其他设备辅助，可直接将集装箱翻转90°，然后利用带式输送机直接进行散货装箱作业。

2. 结构紧凑，安全稳定性好

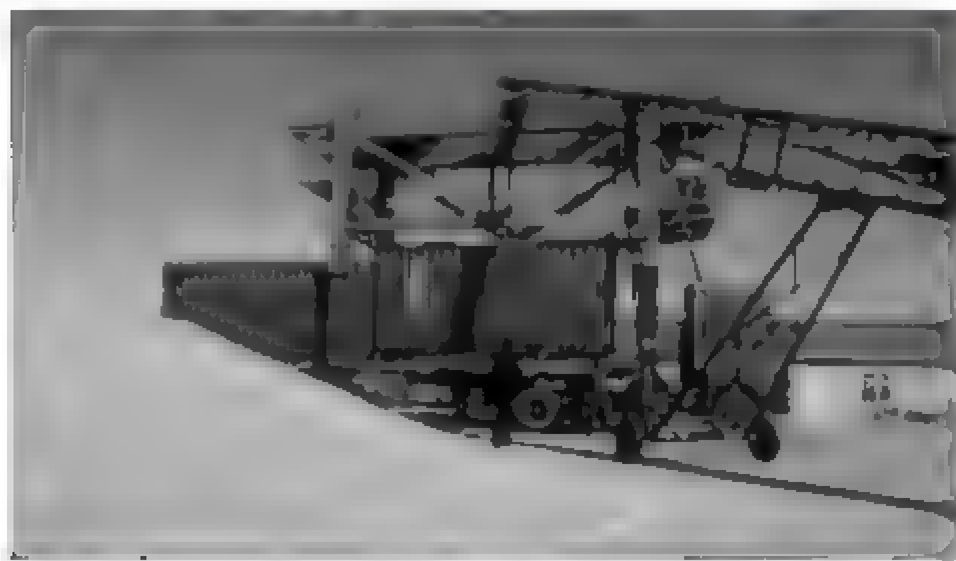
设备采用四升降立柱龙门式结构，可拆卸设计方式，主要由支腿起升机构、起升翻转机构、吊具机构及配套液压电控系统组成。结构紧凑，尺寸较小，便于公路运输。

3. 投资少，节能环保

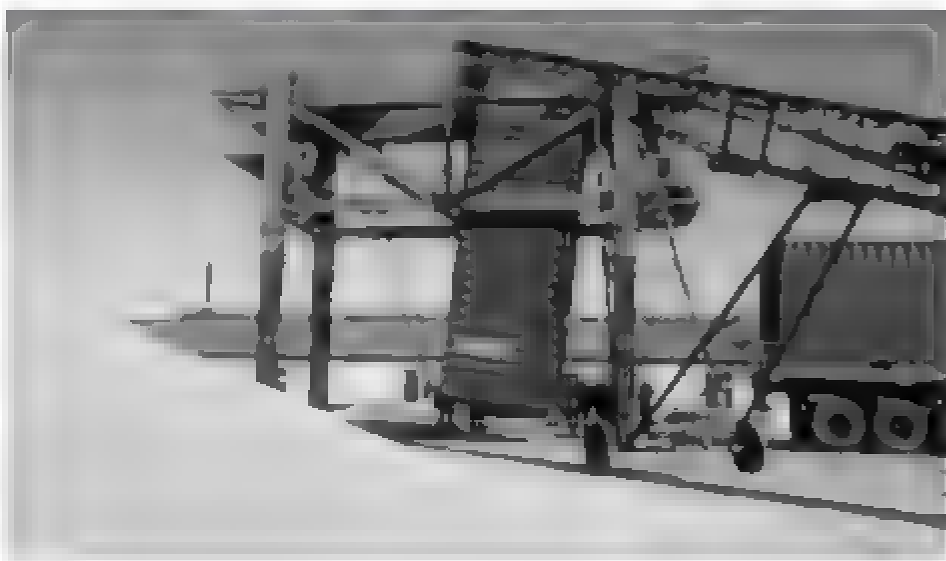
(1) 门式倾转机简化了散货装箱工艺流程，作业效率有一定提高。

(2) 减少了设备种类的需求，一次性投入大幅减少。

(3) 采用电力驱动，绿色环保，节能减排效果明显。



(a)



(b)

图39-10　集装箱门式倾转机具备起重与倾转功能

39.3.2 总体设计

1. 整机组成

集装箱门式倾转机由钢桁架结构、可拆卸支腿升降机构、集装箱起升翻转机构、吊具机构、液压系统和电控系统等部分组成，如图 39-11 所示。

门式倾转机起升高度根据集装箱尺寸确定，一般约为 7.8m，可实现 20ft 集装箱 90°倾转。

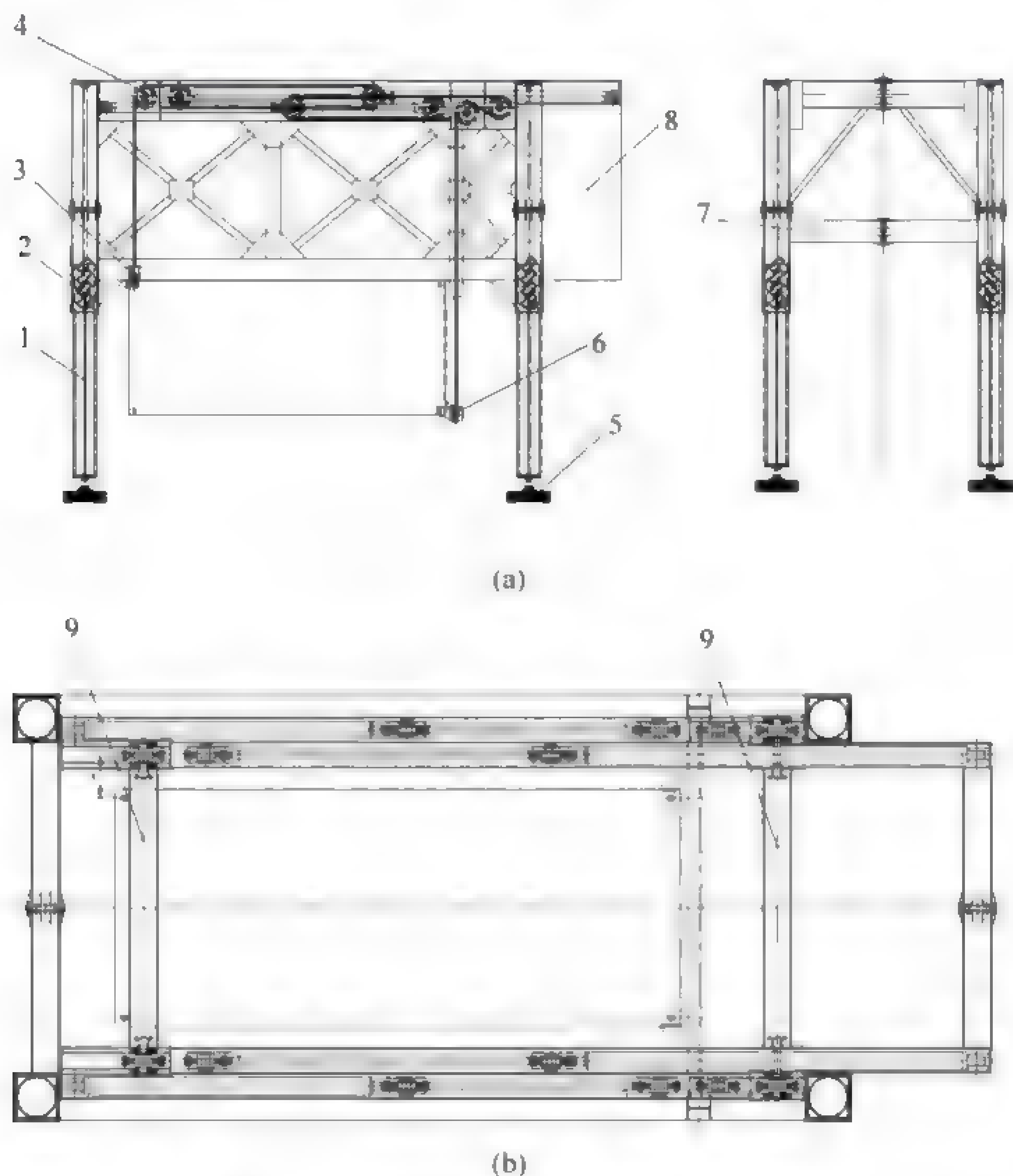


图 39-11 集装箱门式倾转机组成示意图

1—支腿伸缩机构；2—滑动导向机构；3—后吊具机构；4—提升翻转机构；5—四支腿垫木方；6—前吊具机构；7—运输承载梁；8—操作室和液压系统；9—左右同步轴机构

2. 工作级别

1）倾转机整机工作级别（见表 39-1）

表 39-1 倾转机整机工作级别

使用级别	U_5	中等频繁使用
载荷状态	Q3	有吊运额定负荷，较多吊运较重荷载
工作级别	A6	

2）倾转机机构工作级别（见表 39-2）

表 39-2 倾转机机构工作级别

工作级别 / 机构名称	使用级别	载荷状态	工作级别
起升倾转机构	T_5	L3	M6
支腿机构	T_2	L3	M3

3. **主要技术参数**

集装箱门式倾转机的主要技术参数见表39-3。

表 39-3　集装箱门式倾转机主要技术参数

作业尺寸	总高度	4500～8000mm
	总宽度	4000mm
	总长度	11000mm
	作业通道净宽度	3200mm，可允许集装箱拖挂车顺利通过
	集装箱的作业通道净高度	4300～4500mm，集装箱拖挂车载箱后可顺利通过
运输尺寸	运输高度	支腿全部收起放置到集装箱拖挂车上的总高度为4200～4500mm，满足设备运输的限高要求
	运输宽度	设备的总宽度为4000mm
	总长度	11000mm，可以放置到标准的集装箱拖挂车上运输
额定载荷		30t
作业效率		3个20ft集装箱/h
整机重量		约27t
电压等级		380V，50Hz
装机功率		50kW

39.3.3　结构设计

1. 结构形式

主要结构件（如主承重纵梁、同步横梁、支腿、运输承载梁等）采用箱形桁架结构，可在保证强度、刚度的同时，降低结构重量。龙门式的桁架保证了良好的通过性和工作过程中的稳定性。

设备在工作过程中，无论集装箱怎么翻转，其重心始终在设备四支腿内侧，充分保证其整体稳定性。

2. 结构计算和材料选择

根据门式倾转机的作业工况，在强度、刚度和稳定性计算时，需要充分考虑使用地区的特点，包括风荷载、雪荷载的计算。

在材料选择时，需要充分考虑钢材的低温性能，选择Q345C以上的钢材。为提高安全系数，保证结构的稳定性和使用寿命，可在纵梁内部的相关部位加装支承筋板，从而使安全系数大大提高。

39.3.4　主要机构设计

1. 可拆卸支腿升降机构

为缩减设备整体尺寸结构，实现设备在不同作业场站间运输的便捷性，集装箱门式倾转机的4个支腿采用了独立分装，并且实现两级伸缩结构。活动支腿下部收回后可完全缩进上固定支腿体内，驱动液压缸安装在支腿内部，安全可靠。

为防止液压系统故障等原因造成倾覆事故发生，支腿液压缸设计有液压锁，可以保证在支腿上升和下降操作过程中的安全。支腿还设计有机械锁止装置，以保证支腿在设备定位后的可靠支承。

1）支腿分体式设计

如图39-12所示，支腿起升机构采用两体式，下活动支腿体缩回后，完全进入到上固定支腿体内。下活动支腿体的缩回是由液压缸驱动的，驱动液压缸包含在支腿内。

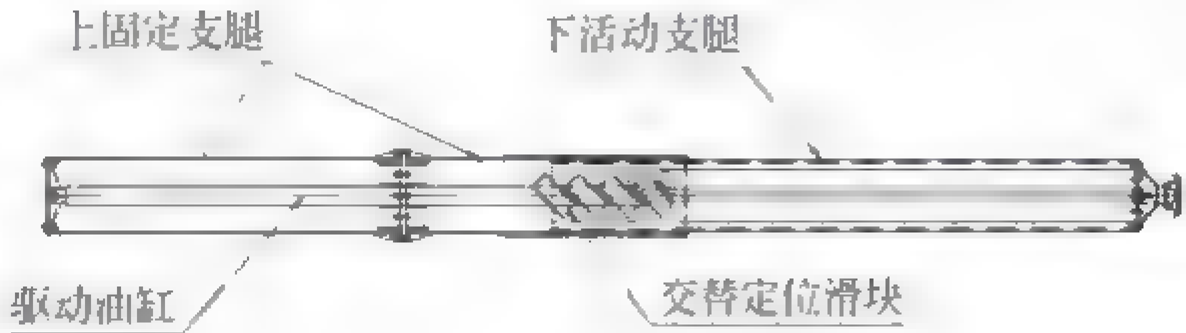


图 39-12　分体式支腿结构

2）上下支腿间的支承设计

上固定支腿下部四周分布有交错的尼龙滑块，起导向和滑动作用，保证支腿伸缩时不会出现卡阻现象，同时还可以有效保证上下支腿的间隙量，从而保证整个门式倾转机在作业中的水平方向稳定性。

3）支腿的锁止设计

支腿液压缸采用液压锁，可以保证在支腿上升和下降操作过程中的安全。支腿还设有机械销轴锁止装置，在设备升起、调平、定位后用机械结构锁死支腿，保证支腿的可靠支承。

4）动作控制

四个支腿液压缸通过液压多路阀进行控制，既可以控制四个支腿同时动作，又可以实现单个支腿单独操作。整体控制可实现门式倾转机同步起升和下降，单独控制可进行单个支腿的微调，进行整机调平，从而适应各种场地环境。

5）支腿与地面摩擦力及承载的设计考虑

整机重量约为27t，如果起吊满载的集装箱，总重量约为57t，则此时的地面承载能力为

$$P = F/S \qquad (39\text{-}1)$$

式中：P——地面承载能力，一般取小于等于250kN/m^2；

F——设备总荷载，kN；

S——设备与地面接触面积，m^2。

则设备与地面最小接触面积

$$S = 570/250 = 2.28(\text{m}^2)$$

为减小对地面的单位荷载，可以在支腿下面垫面积较大的木方，并需保证木方有足够的强度，增大倾转机与地面的接触面积，减小地面单位面积的荷载。同时需加大设备与地面的摩擦力，减小由振动导致的设备微小位移。

2. 起升翻转机构

起升翻转机构可以采用液压缸加滑轮组相结合的驱动方式，通过液压缸加液压锁保护等功能，代替了制动器的使用，可有效降低整机重量、减小结构尺寸、简化设计，易于实现灵活运输的功能。通过钢丝绳传动，实现集装箱倾转功能。也可采用传统的电机、变速箱、制动器和卷筒组合的起升驱动方式，但安装尺寸过大，控制系统的要求高，成本投入也较大。

1）驱动方式的选择

如图39-13所示，起升翻转机构由设置在倾转机上部的4个液压缸驱动，液压缸行程为3700mm，实现钢丝绳吊具行程7400mm。

2）液压缸钢丝绳滑轮组传动设计

主液压缸推动液压缸头部的动滑轮，钢丝绳通过动滑轮和定滑轮组，连接转锁机构驱动前后锁角的运动。

采用动滑轮，所需驱动力增大一倍，但行程也增大一倍，可缩减设备尺寸，满足集装箱的起升高度要求。定滑轮改变作用力的方向，保证前后吊具处在正确的位置，利于集装箱的准确抓取。

3）钢丝绳同步设计

在门式倾转机设计中采用钢丝绳复式缠绕，更好地保证设备的作业安全性。通过钢丝绳的缠绕可实现左右吊点的同步升降。复式缠绕方式如图39-14所示。

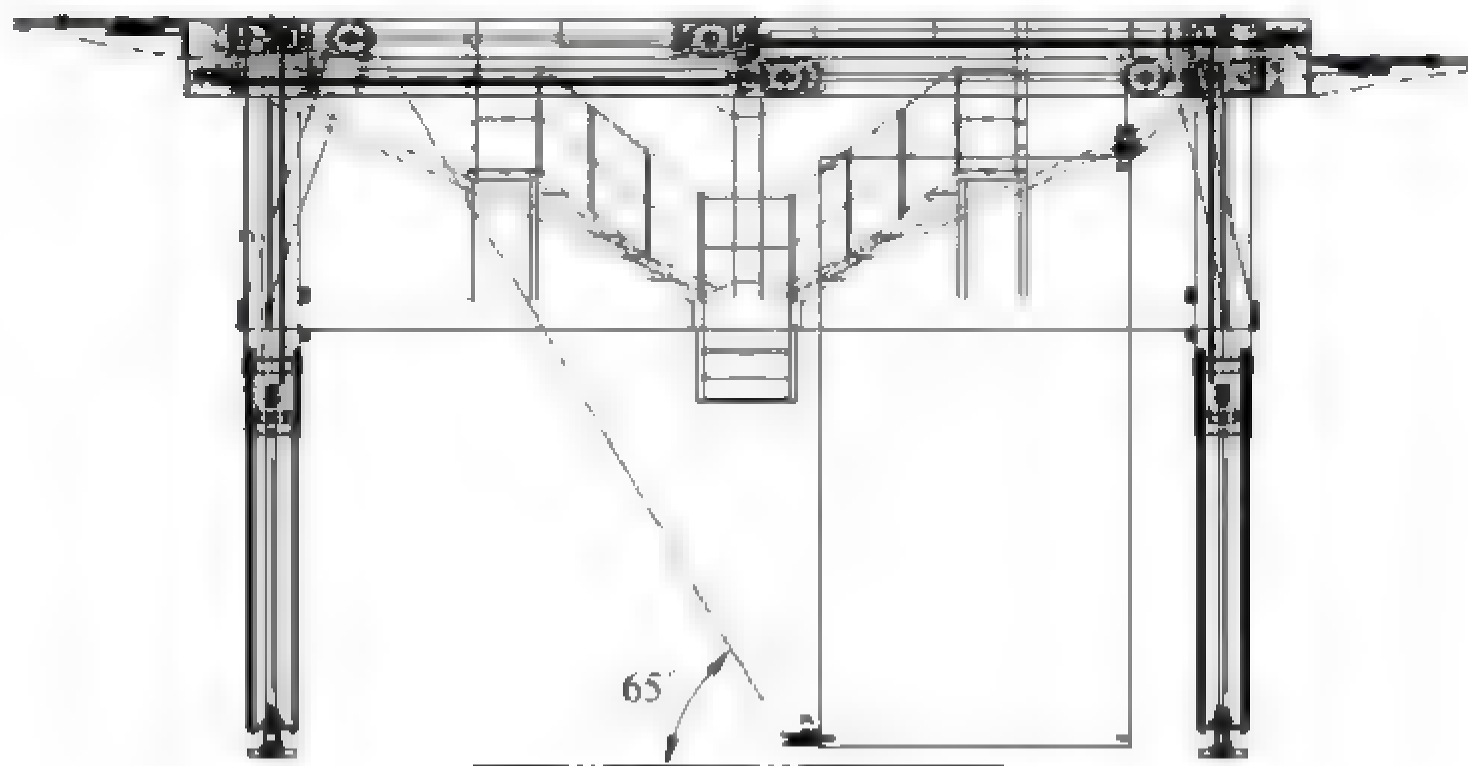


图39-13　液压缸驱动钢丝绳的结构设计

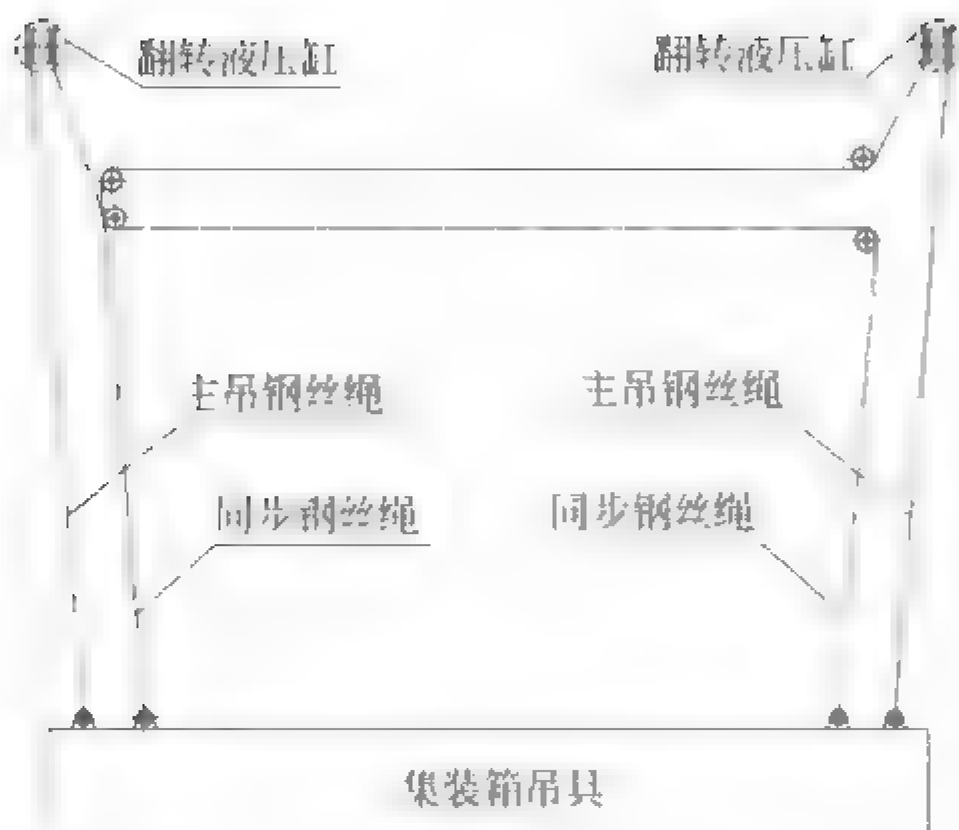


图 39-14　门式倾转机的钢丝绳复式缠绕

吊具钢丝绳通过滑轮设计为左右交叉缠绕，以保证左右两端钢丝绳起升过程的同步运行。此外，左右两组钢丝绳交叉同时受力，一组钢丝绳出现断裂时，另一组也能承受载荷。

钢丝绳与竖直线呈一定的夹角，可有效防止集装箱摆动，使得起升和降落更加平稳。

4）集装箱起升和翻转的实现

控制集装箱前锁角的主液压缸伸出，集装箱前端下降，主液压缸缩回则集装箱前端上升。控制集装箱后端的主液压缸亦然。正确操控两端主液压缸的换向阀，即可实现集装箱的一端升起、另一端下降，达到集装箱翻转的目的；也可以集装箱两端同时起升或同时下降，实现集装箱的水平抬升或水平下降。

5）起升翻转机构的安全设置

起升翻转机构设置了以下安全保护：

(1) 液压缸有足够的驱动安全系数；

(2) 每个液压缸单独配置标准的液压锁，在液压系统出现泄漏事故时，保证液压缸的锁止，确保作业的安全性。

3．开关门装置

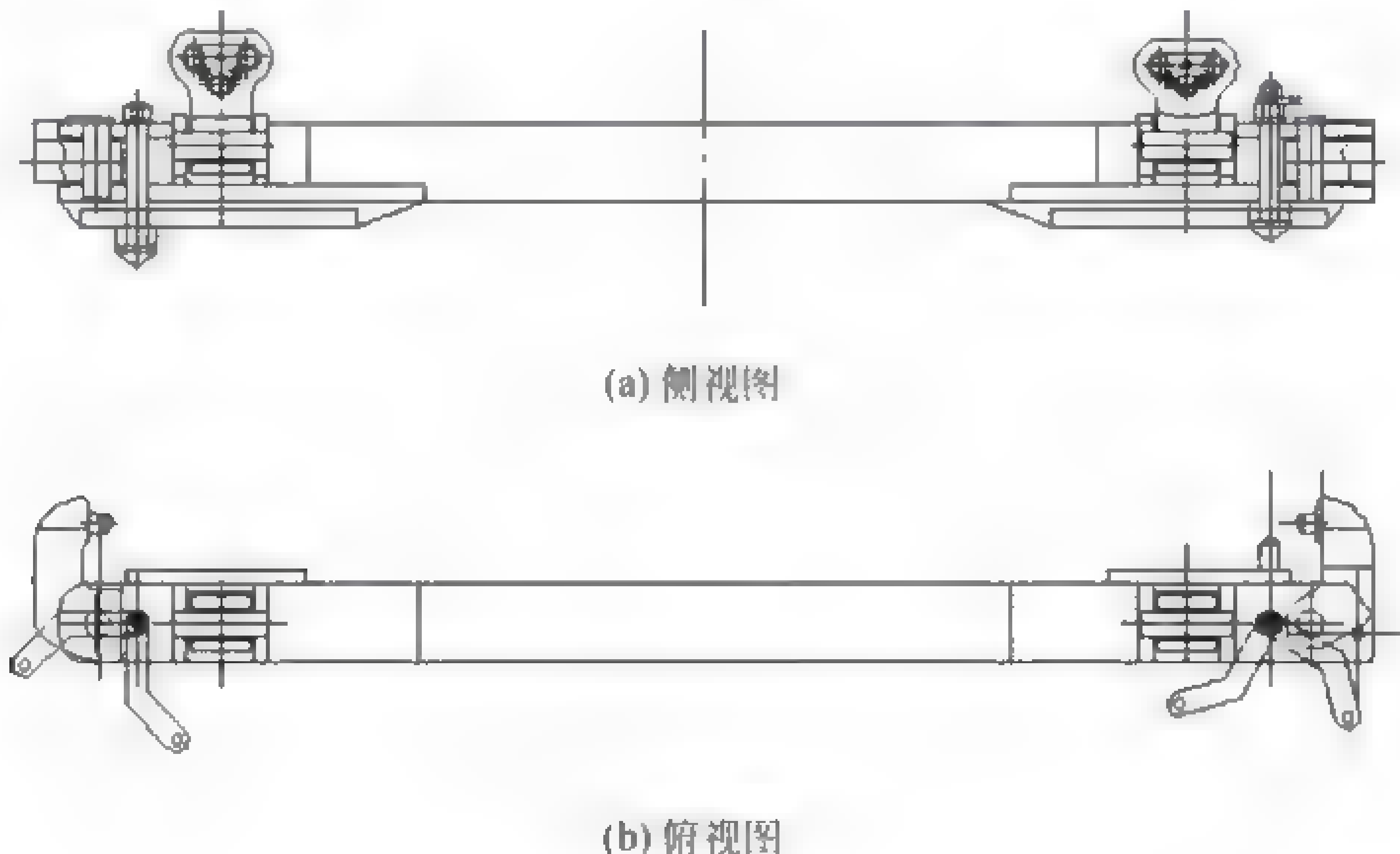
集装箱立起后开关箱门的重量较大，人工开启和关闭有一定困难，并有安全隐患，因此在门式倾转机的上部布置方便开关集装箱门的手动或电动葫芦。

39.3.5　分体式吊具

传统集装箱起重机吊具结构太过复杂，且整体质量大。为降低门式倾转机整机自重，实现开闭锁操作简单快捷的特点，其采用分体式吊具。分体式吊具分为前吊具和后吊具，吊具具有下锁和侧锁功能，主要由转锁、转锁拉绳、导板和吊具体等构成。前后两吊具配合使用就构成了分体式吊具机构，可以实现两个方向的翻转功能，如图 39-15 所示。

前后吊具设计采用同样形式，方便集装箱双向作业，都具有下锁和侧锁功能。

一侧吊具锁于集装箱的上锁孔，见图 39-16；另一侧吊具锁于集装箱的侧锁孔，见图 39-17。根据集装箱门的位置，可以双向进行集装箱的倾转。


(a) 侧视图

(b) 俯视图

图 39-15　分体式吊具

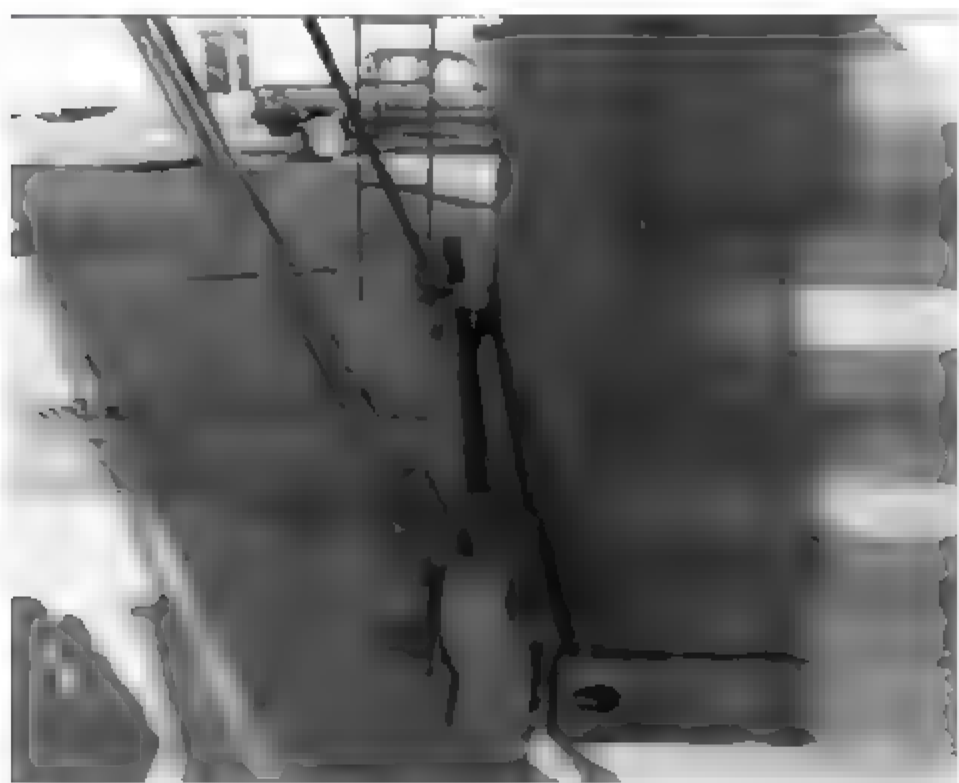


图 39-16　吊具上锁孔

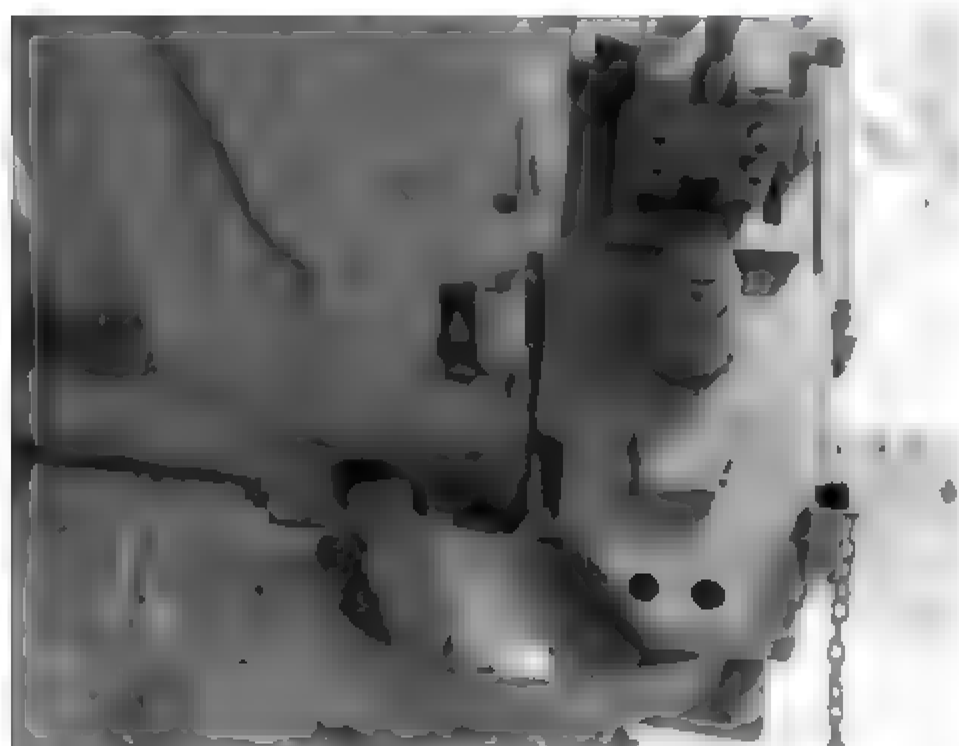


图 39-17　吊具侧锁孔

吊具设计应充分考虑钢丝绳的受力角度情况，吊具上设计灵活转向铰轴，保证钢丝绳在集装箱倾转过程中不会与吊具和集装箱发生干涉。

吊具转锁的设计要充分考虑到转锁在倾转过程中承受动载的交变载荷情况，按照极限受力状况对转锁拉力和剪切力的作用进行计算，保证其强度可以满足作业的安全性要求。

39.3.6　液压系统

液压系统是集装箱门式倾转机安全稳定运行的关键因素。合理配置溢流、平衡稳压阀、节流截止阀等安全阀及辅助加温、双极高低压滤清系统、自动变量泵、进口多路阀、链式免维护联轴器等，可保证系统的精确控制和可靠运行。

整个液压系统包括油箱、电动机泵组、集成阀组、过滤装置、液压缸和液压管路等。这些组件之间的有效配合，可以完成整个设备的所有动作，如集装箱上升、下降和翻转，支腿的上升和下降等。

通常情况下，液压系统工作压力选定范围为16～20MPa。此压力值是液压系统中较理想的压力点，绝大多数液压元件工作在此压力下性能较为可靠。压力太低，对液压元件是一种浪费；压力太高，对液压缸和液压管路要求会很苛刻，制造和维护难度也会随之增加。

考虑到设备的耐用度及可靠性，液压系统的设计压力可定为28MPa，设备的额定工作压力可设定在16～20MPa区间内。设备在此压力值下工作，既可保证可靠的运行，又能达到节能环保的目的。

为了保证设备在各种温度条件下运行，需配置液压油加热装置。可在油箱上安装电加热器，其开启和关闭可以实现自动控制。

39.3.7　电气系统

门式倾转机电气系统主要包括驱动液压系统电动机泵组的动力电源及控制、液压系统的控制电源、液压油箱的加热系统、设备的限位保护功能及照明电源等。

1. 动力电源的选择

选用常规的380V，50Hz的交流动力电源。

2. 控制电源的选择

从安全性考虑，控制电源(包括设备限位保护功能)设计为24V直流电源。

3. 保护功能

考虑到该设备的各种工况，应在各个动作的关键点设置行程限位保护装置，如起升限位、支腿限位等。在出现问题时，可以自动切断主电源。同时在操作台设计急停开关，紧急情况时可以切断主电源。

4. 加热系统

液压油箱上设置有加热装置。当环境温度低于液压系统启动的最低温度时，加热系统自动启动，直接加热液压油箱内的液压油。

5. 电气系统的操作

整个电气系统的操作方式使用手动操作。各主、分路线前端有空气开关，控制按钮选用自锁式按钮并有指示灯。

6. 照明设计

考虑到设备的夜间作业，在设备的最高处设置1～2套可以灵活拆装的防振照明灯具。

39.3.8　辅助设备

1. 扶梯

由于门式倾转机采用支腿伸缩的方式，扶梯应采用软梯或伸缩梯设计，方便操作人员和开关箱门工人安全上下倾转机。

2. 作业平台

门式倾转机上部应根据作业的需要，设计适合人工作业需要的作业平台，并设置可放倒的活动围栏，运输时可以放倒，不影响运输高度；运输到作业场地后可以方便地安装，以确保作业的安全性和安装的便捷性。

39.3.9　集装箱门式倾转机作业模式

集装箱门式倾转机实现了集装箱起重、倾转功能于一体，不依靠其他起重设备可完成装箱、卸箱作业，减少了作业流程中的设备投资并提高了作业效率，具体现场作业过程见图39-18～图39-21。



图39-18　支腿起升过程



图39-19　集装箱倾转过程



图39-20　门式倾转机上部玉米装箱



图39-21　门式倾转机作业全景

39.3.10　门式倾转机与其他作业方式对比

如前所述，集装箱散装散货的工艺方式很多，门式倾转机与这些散装工艺和装备相比，具有以下特点（见表39-4）。

表39-4　门式倾转机与其他作业方式对照表

工艺方案／性能	门式倾转机工艺	正面吊配合翻转台立装工艺	汽车吊配合翻转设备立装工艺
运输方面	设备数量少，方便运输，成本低	设备数量多，正面吊不便在粮库间的运输，成本高	设备数量多，运输相对方便，成本低
作业模式选择	独立作业或配合翻转台、叉车选择多种作业模式	作业模式单一，但可实现重箱堆存	作业模式单一

续表

工艺方案 / 性能	门式倾转机工艺	正面吊配合翻转台立装工艺	汽车吊配合翻转设备立装工艺
作业效率	3箱/h	2.5箱/h	2箱/h
人员需求	4人	5人	6人
对粮库场地承载要求	低	高,会对地面造成损坏	低
对作业场地面积要求	作业集中,要求较小	需满足正面吊运行要求,场地要求较大	汽车吊固定摆放,对场地要求较大
货物装箱量	25t	25t	25t

39.4 分类及选型注意事项

39.4.1 分类

1. 按固定方式分类

散货装箱设备按固定方式可分为固定式和移动式。

固定式散货装箱设备主要有"集装箱放置坑+电动葫芦"方式、固定式集装箱翻转平台,固定式装箱适合有固定场地、散货装卸量大、长期使用的码头堆场等。

移动式散货装箱设备主要有拖行式集装箱翻转平台、集装箱倾转机等。移动式装箱不需要占用固定场地,可灵活安排作业地点,适合于场地较小的内陆小货主或临时装卸作业。拖行式集装箱翻转平台还可直接用于码头前沿与堆场的频繁装卸作业,替代集装箱半挂车完成水平运输作业,减少了作业中转环节,提高了效率。

2. 按集装箱尺寸分类

按集装箱尺寸可分为20ft和40ft集装箱散货装箱设备。

由于散货装箱时需竖起倾转一定角度,40ft集装箱倾转后高度较高,需提高散货来料的输送高度。可根据场地、来料输送设备情况来选择。

39.4.2 选型注意事项

(1)"集装箱放置坑+电动葫芦"方式需要装载机的辅助,容易造成遗撒,可用来装卸煤炭、化肥等散料,不适于装卸粮食。

(2)门式倾转机独立作业,配合带式输送机作业,效率较高,遗撒较少,适于装卸粮食、煤炭、化肥、水泥等多种散料。

(3)散货装卸不可避免地存在粉尘污染,现场需采取必要的除尘措施,以降低粉尘污染。

39.5 技术标准与规范

散货装箱设备的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表39-5中的标准与规范。

表39-5 散货装箱设备技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB/T 3811—2008	《起重机设计规范》
2	GB 6067.1—2010	《起重机械安全规程 第1部分:总则》
3	GB/T 3220—2011	《集装箱吊具》
4	GB/T 1835—2006	《系列1集装箱 角件》

第40章

港口滚装连接桥

40.1 概述

中国船舶滚装业务始于20世纪后期，当时在中国港口只有少量滚装业务，滚装车辆主要是通过滚装船的侧门搭在码头上或是搭在码头开挖的斜坡道上上下船舶。

20世纪80年代，中国开始引进客滚滚装船。滚装船采用前后搭桥的形式，这要求港口建设适合滚装船上下车辆的专用设备。港口滚装连接桥的建成，大大促进了港口滚装业务的发展。

1990年交通部开始统计滚装业务，当年统计滚装车辆大约529万辆，到2012年全年滚装车辆大约为2000万辆，货物运输量大约50000万吨，其中内河滚装车辆约为120万辆。

40.1.1 用途

港口滚装连接桥是港口的一种专用设备，它主要是将港口与滚装船连接起来，方便各种车辆上、下船舶，加快物流运输(见图40-1)。



图40-1 烟台港汽车滚装连接桥

40.1.2 构造特点

各港口均有其自身特点，沿海港口每天有潮汐变化，内河港口则有季节水位差异。各港口的潮差或季节水位差异是不同的，码头标高也不一样，同时停靠的滚装船也不相同，因此各港口的滚装连接桥是有差异的，但其主要构造特点基本相同。

港口滚装连接桥一般由桥体、升降系统、控制系统和安全系统等组成(见图40-2)。同一滚装连接桥一般要满足多艘滚装船的停靠，其适用性要好。连接桥的桥体尺寸应符合港

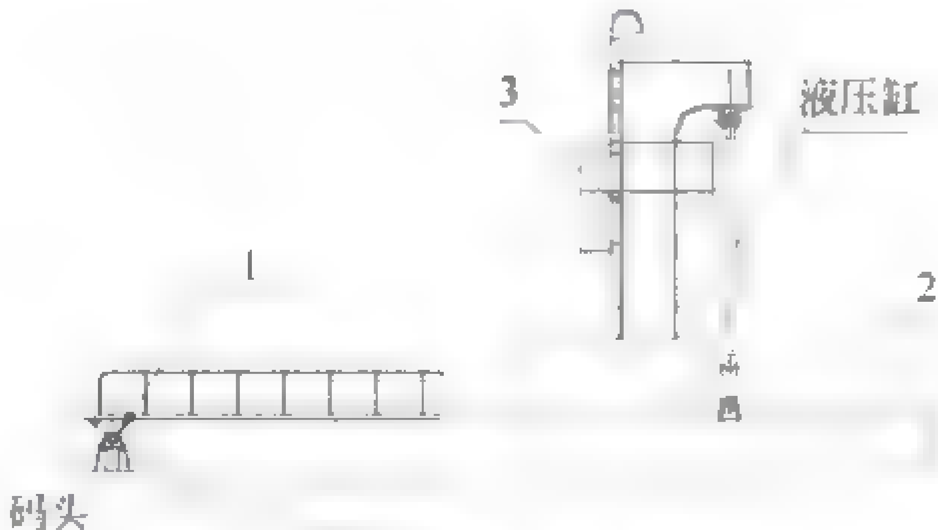


图40-2 港口滚装连接桥的组成

1—后支承座；2—桥体；3—升降系统

口具体要求，而升降机构、控制系统和安全系统等基本相同。

40.1.3 国内外发展现状

20世纪70年代车辆滚装业务已在国外开展，我国在80年代后期首先在渤海湾引进客滚船。目前我国沿海港口均修建了各种形式的滚装连接桥，北方港口以大连、烟台，南方以海南、海安、福建滚装连接桥发展较快，而上海港主要是以专用滚装船滚装商务车为主。我国内河滚装车辆业务量相对还是较少的。

国外客滚码头载重车与小车上船是分道的，旅客可以直接开车到船上三层或四层甲板，十分方便、快捷。而国外内河多采用立柱固定的浮式滚装连接桥。

40.2 港口滚装连接桥分类

40.2.1 按通过性能分类

港口滚装连接桥按通过性能可分为单向连接桥和双向连接桥。

单向连接桥只能一个方向停靠一艘滚装船，如图40-3所示。

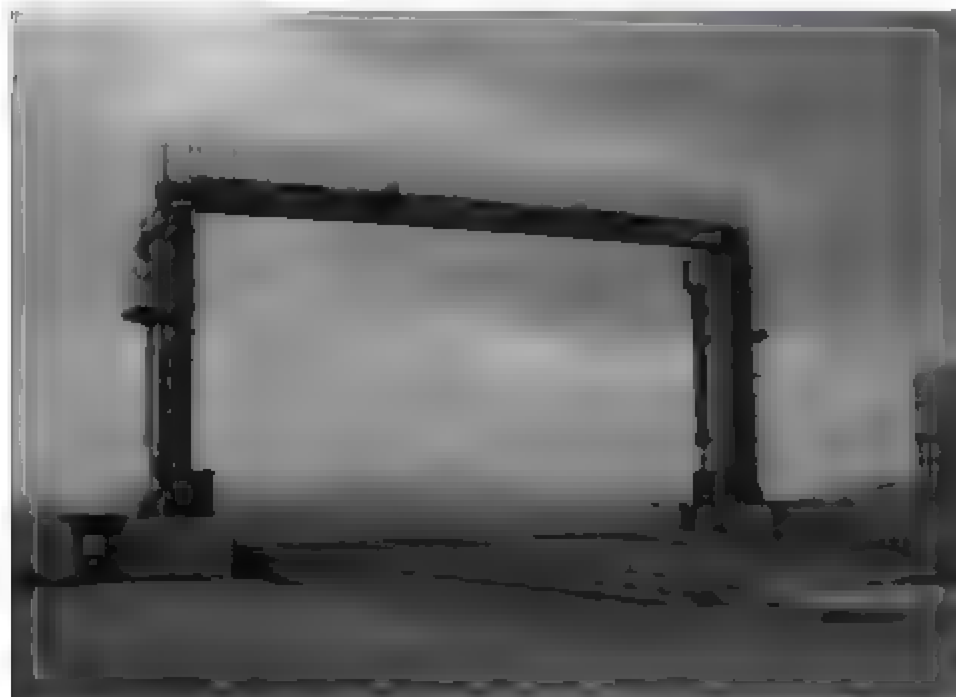


图40-3 单向滚装连接桥

双向连接桥可在两个方向停靠两艘滚装船，如图40-4所示。但一般为保证安全，两艘滚装船不同时作业。

40.2.2 按升降方式分类

港口滚装连接桥按升降方式，可分为升降式和浮力式。



图40-4 双向滚装连接桥

升降式滚装连接桥一般建在两个码头直角拐角处，而浮力式滚装连接桥一般建在与码头平行处。

升降式滚装连接桥由桥体和升降机构组成，桥体前端高度的上下变化是由升降机构来完成的，如图40-3所示。

浮力式滚装连接桥由引桥和浮船(浮箱)组成，引桥的上下变化随浮船(浮箱)的上浮或下降而变化。

升降式滚装连接桥，在升降方式上有液压缸驱动、钢丝绳牵引和其他机械方式等多种形式。

钢丝绳牵引方式和其他机械方式升降的滚装连接桥一般承载为50t以下的小型车辆，如图40-5所示。



图40-5 机械方式升降的滚装连接桥

采用液压缸驱动方式升降的滚装连接桥承载为50～200t。另外还要考虑滚装船甲板单位承载能力的限制，一般车辆的单个轴压不要超过滚装船甲板单位承载能力。

浮力式滚装连接桥在升降方式上有自浮式和强浮式之分。

强浮式滚装连接桥一般较小，由引桥、浮箱和水下重物组成。其浮箱由水舱和机械舱组成，水舱根据滚装船的高度适当加水来压舱，而浮箱最终高度是机械舱的链条拉紧后的高度。它的作用是将浮箱先拉一个预紧力，当车辆刚从滚装船开到浮箱上时，浮箱下沉量就较小，它的下沉量与预紧力相关，所以一般承载50t以下车较多。强浮式滚装连接桥的机械舱要经常根据车辆重量调节水舱与预紧力，使用不方便（见图40-6）。水下重物要挖掘海底，施工难度大，现在基本不采用这种形式。

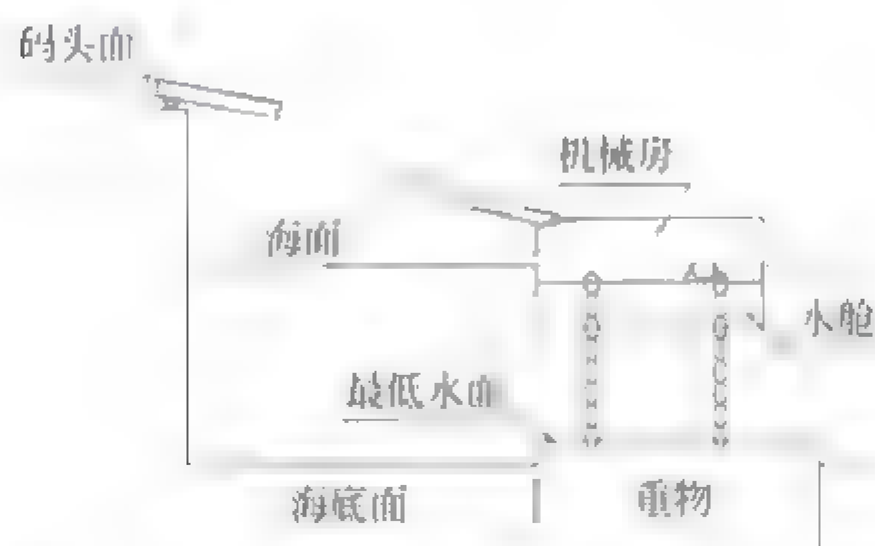


图 40-6 强浮式滚装连接桥工作原理示意图

自浮式滚装连接桥的浮船一般较大，浮式滚装连接桥一般可两头停靠滚装船。其主要根据最大滚装车辆来确定浮船的载质量。为了减少车辆刚从滚装船开到浮船上时，浮船下沉不要太大（一般应不大于300mm或是搭桥转动不大于5°），特别是滚装船搭桥不能向下搭的搭桥。一般在考虑浮船时，还要考虑大型车辆的转弯半径，所以浮船必须有一定的长度和宽度。浮船同样设有水舱和机械舱，但它的机械舱主要是调节压舱水，一般不常工作，如图40-7所示。



图 40-7 自浮式滚装连接桥

自浮式滚装连接桥采用钢撑杆与链条来固定浮船时，一般用于高低潮不大的码头，钢撑杆设计应符合《水运工程钢结构设计规范》（JTS 152—2012）。当码头高低潮较大，钢撑杆不能满足船舶靠泊时的挤靠力或撞击力时，可采用浮箱代替钢撑杆的形式。有的港口由于高低潮较大（约为10m），又没有专用滚装船码头，可建大型浮式码头。浮码头的固定采用大型立柱固定，如图40-8所示。



图 40-8 大型浮式码头

图40-8中的两个方形水泥柱（上有高杆灯）为浮码头支承立柱，浮码头与支承立柱之间采用滚轮运动，如图40-9所示。



图 40-9 浮码头滚轮

在潮位变化较大的码头，自浮式滚装连接桥的引桥较长，自重也较重，引桥与浮船摩擦力较大，为减少它们之间的摩擦，有的码头在引桥中增加起升配重，如图40-10所示。

自浮式滚装连接桥浮船的中心线是根据滚装船的中心线而决定的，而自浮式滚装连接桥引桥的长度是根据业主的要求或按1∶9的坡度设计的，因此引桥均长于浮船到岸边的距离。在设计引桥时一般都要开挖岸壁一部分，这将影响码头总体面积。另外浮船的管理一



图 40-10　引桥中增加起升配重

般要执行船舶管理规范，浮船也要求定时进行坞修。有的港口在台风到来时，浮船还要移泊避风，这样造成使用和管理的不方便，所以沿海港口较少使用。

但在河海口处由于潮水较大，还有使用浮式滚装连接桥的，一般浮船的固定采用立柱形式。

40.3　主要组成与工作原理

40.3.1　连接桥的组成

港口液压滚装连接桥主要由门架结构、桥体结构、液压站及液压系统、电气控制系统、安全保护装置，以及相关的基础设施、辅助装置等组成。

40.3.2　连接桥的结构

1. 结构特点

桥体主梁与主横梁一般做成工字梁和箱形梁，纵向梁与横向梁一般为 H 型钢或 T 型钢，这样制造简单、方便。桥体也有做成整体箱形结构的，桥体总体结构较轻，但由于建造施工困难，后期检查与维修不方便，所以应用较少。

连接桥的面板按《船舶与海上设施起重设备规范》(中国船级社 2007)中 3.7.9 甲板板厚度方法计算。由于连接桥桥面焊接的防滑条较多，为保证桥面平整，在计算后应将桥面板适当加厚。一般板厚取 10～12mm。

可用有限元 Solidmolds 中的插件 cosmos 及有限元 Ansys 软件验算整体桥体的强度、刚度与稳定性。根据验算结果，最后确定桥体主梁与主横梁、纵向梁与横向梁的截面尺寸等。

2. 结构设计的荷载与安全装置

滚装连接桥的荷载主要包括车辆的重量、滚装船搭桥的部分自重与桥体的自重；作用力主要包括风压、滚装船在摇动时的水平力、车辆的制动与起步时对桥的作用力。连接桥还有偶然荷载，如地震力和船舶撞击力。

1) 车辆荷载

滚装连接桥的荷载前文已述。滚装船搭桥的部分自重与桥体的自重为固定荷载，车辆的重量荷载为动荷载。连接桥上规定只能行驶一辆重车，车辆速度不得超过 5km/h。典型车辆、挂车与履带车辆见《船舶与海上设施起重设备规范》(中国船级社 2007)。常见参考车辆荷载如图 40-11 所示。

2) 作用力

由于滚装船在 8 级风时不允许开船，计算风压在 7 级风以下时，其作用力较小，一般可忽略不计。

滚装船在摇动时产生的水平力为滚装船的搭桥部分自重与车辆部分重量之和与连接桥的摩擦力。它是与桥长度方向垂直的水平力，一般用导向装置承受。

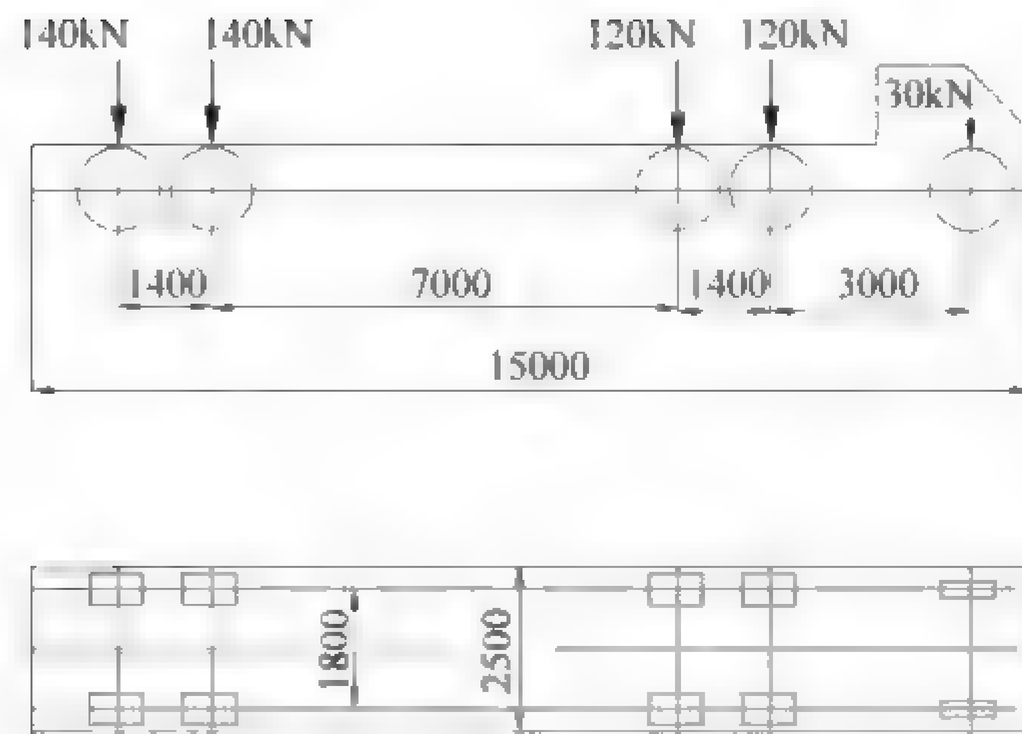
车辆的制动与起步对桥的作用力主要用载荷系数处理。由于车辆在桥上行驶速度在 5km/h 以下，车辆的制动与起步对桥的作用力较小，一般可取 1.05 的系数。但在计算后铰座受力时，车辆的制动与起步对后铰座的作用力还是较大的。

对于地震力，地震烈度由业主提出，主要在连接桥的基础设计和立柱设计中考虑。

船舶撞击力无法确定。由于船舶太大，连接桥是不允许船舶撞击的，但为防止船舶在离桥时挂撞，应在桥的前端设立缓冲护舷。

40.3.3　液压与控制

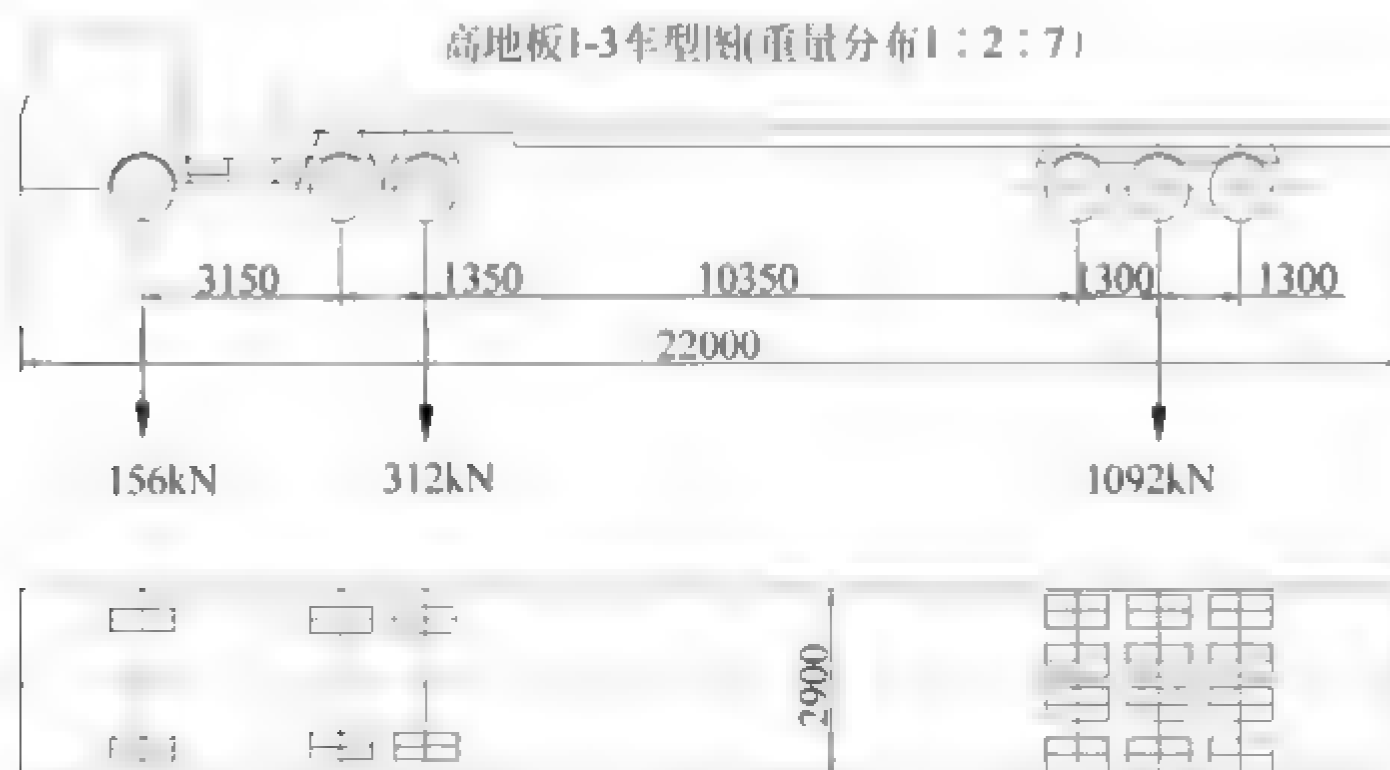
液压与控制系统是滚装连接桥的重要组成部分。它应具备安全操作滚装桥的所有功能，应满足业主对滚装操作的各项要求(如监控、作业信息显示和故障停机等功能)。滚装连接



(a) 55t载重平车



(b) 156t载重平车



(c) 156t载重平车

图 40-11 汽车载荷

图注：图(b)、(c)中总重为156t的车型只作设计时参考，我国暂没有此规格车型。

桥采用控制台集中操作方式。

1. 液压系统的组成及原理

1）液压系统的组成

以双缸连接桥为例，液压系统主要由升降液压缸、泵站、操作台、电控柜等组成。液压系统基本原理图如图40-12所示。

2）液压系统的功能和要求

液压系统的功能和基本要求如下：

（1）系统可以实现手动操作与自动操作。

（2）系统中两液压缸可以同步运动也可以

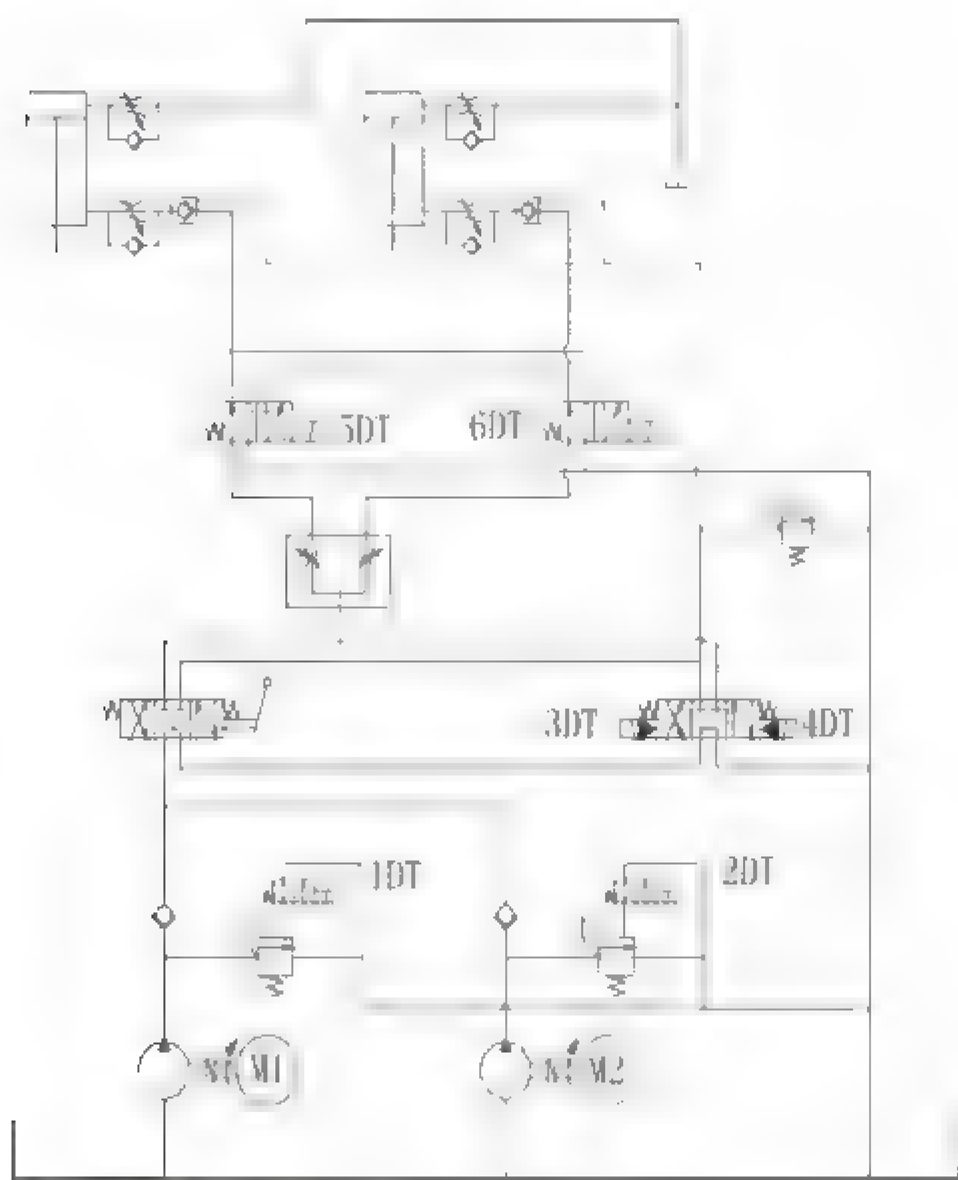


图 40-12　双缸连接桥液压系统原理图

每个液压缸单独运动。

(3) 所有液压缸的控制均应有连续升、降和点动功能。

(4) 要求两液压缸同步误差小于 50mm。若两液压缸同步误差超过 50mm，系统应能自动调整。同步误差调整时，如果一液压缸同步系统损坏，系统应自动报警并停机。

(5) 系统应有液位、温度、限位、超压等检测保护设置。

3) 驱动设备

每套液压系统应设两套泵/电机组，其中一套备用。

4) 液压系统工作压力

系统额定工作压力不宜设得太高，一般为 25MPa。液压泵排量根据液压缸与变幅速度决定。

5) 变幅速度

变幅速度具体由业主确定。为保证整个桥体在变幅过程中无冲击和振动、平稳、同步性能好，一般将全过程控制在 8～13min 内为宜。

2. 液压缸结构形式

液压缸一般采用国产液压缸，全部密封件均选用进口件，两端采用球铰轴承。在液压缸进、出油口阀块上设液控单向阀、单向节流阀及微型测压和放气接头(液控单向阀、单向节流阀采用插装阀结构，确保液压缸无渗漏)，如图 40-13 所示。

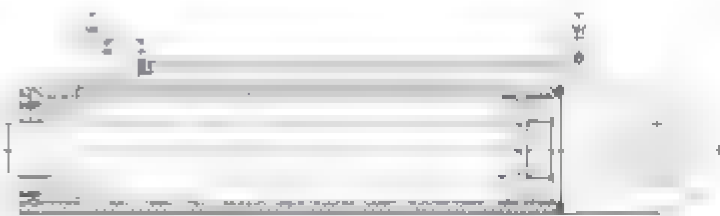


图 40-13　液压缸结构形式

液压缸有杆腔、无杆腔出口直接与阀块连接，无管路，自锁可靠，即使系统管路破裂也应不影响液压缸的自锁性能。液压缸进、出油口阀块只能正装，不能反装。

液压缸上应设安装吊耳。

3. 电控系统

1) 电控系统的组成及要求

电控系统主要由操作台、主电控柜、液压缸位移传感器及显示仪表等组成，主要有以下要求：

(1) 液压系统设两套泵/电机组(一套备用)。

(2) 两套泵/电机组要求 Y-△启动，相互之间进行互锁。

(3) 各控制按钮采用安全电压 24V。

(4) 液压油箱设置加热器一套。

(5) 液压缸设置位移传感器。

2) PLC 系统

PLC 系统将位移、温度、液位、限位等各种传感器和按钮、开关采集来的信号进行分析、比较，处理完成后，发出输出指令。PLC 输出点控制中间继电器，中间继电器驱动交流接触器，实现对液压系统的控制。PLC 的输入输出控制原理如图 40-14 所示。

PLC 除对所有设备进行控制、检测和程序保护外，还应有故障报警、历史故障记录、查询等功能。

40.3.4　安全装置

滚装连接桥应设置安全装置，以保证滚装车辆在桥上行驶的安全。除了在液压与电控上要保证安全可靠外，一般还应设置专门安全

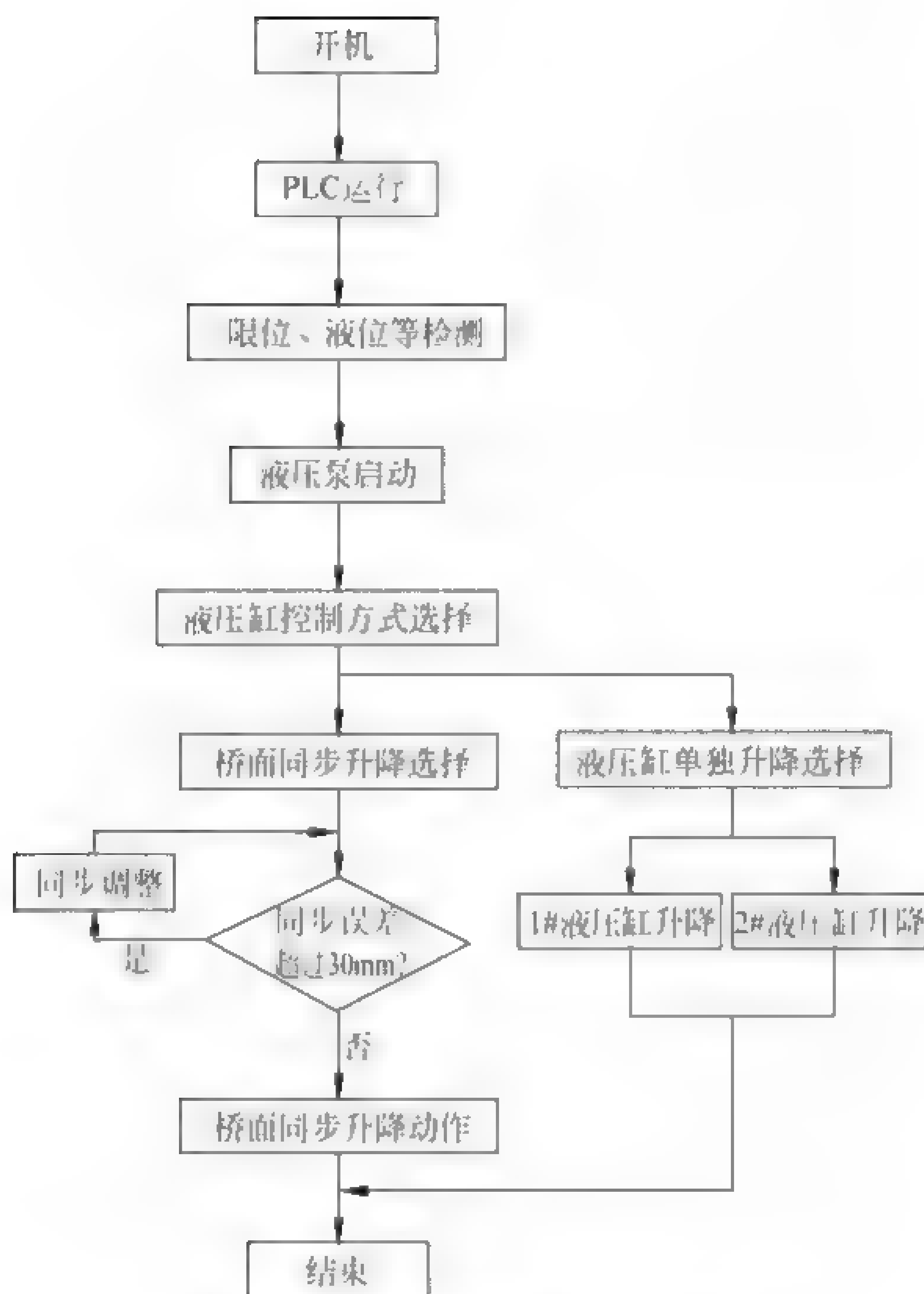


图 40-14　PLC 输入输出控制原理

装置。

1. 安全锁销

安全锁销是为滚装连接桥专门设置的安全装置，它除了能增加滚装连接桥在使用中的可靠性外，还为维修液压缸时提供支承。安全锁销有人工操作与机械操作两种方式，目前大部分滚装连接桥采用人工操作方式。

安全锁销机械操作方式，一般有液压驱动与电动机操作两种方式。液压式是采用液压缸推动锁紧销轴。电动机操作一般是采用电动机、减速器来推动锁紧销轴。

2. 安全链或拉杆

滚装连接桥不宜设置安全锁销时，应设置安全链或拉杆及其他形式的安全装置。

40.3.5　连接桥基础

1. 立柱

滚装连接桥的立柱主要是支承连接桥前端的升降。升降液压缸挂在立柱上。

根据业主的要求不同，立柱可设置在水中，也可设置在岸上。立柱有悬臂梁式和简支梁式。立柱不但受压还要受弯。在水中的立柱一般采用打桩或做成水灌桩。

2. 后铰座

滚装连接桥的后铰座主要是支承连接桥与滚装车辆的部分重量，以及在高潮或低潮时滚装车辆上下船、制动与起步等产生的水平分力，滚装船搭桥产生的拉力与推力等。

滚装连接桥的后铰座受力比较复杂，受力也较大，因此滚装连接桥的岸上基础与后铰座基础设计十分重要。

3. 导向装置

滚装连接桥一般应设导向装置。导向装置主要是保证在受到垂直于桥体纵向水平力作用时和上下升降时，连接桥不要有较大的摆动，避免后铰座承受较大的弯矩。

40.4 辅助设备

按国家有关规定，滚装连接桥桥面应有一定照度要求，应在适当位置设高压钠灯等照明装置。控制室设有供电、照明箱等。控制系统预留与中控室之间的网络接口等。

40.5 主要技术性能参数

40.5.1 主要技术性能参数说明

1. 滚装连接桥长度

1) 滚装连接桥坡度的确定

滚装连接桥坡度一般是根据业主的要求来设计。在业主没有特殊要求时，可按1∶9或1∶10来确定连接桥的坡度。过大的坡度会使重载车辆爬坡困难，因此坡度最大一般不超过1∶7。

2) 滚装连接桥后铰座高度的确定

滚装连接桥后铰座的高度一般是使连接桥桥面与码头同高。有时考虑到码头的特殊性，可以使连接桥后铰座的高度低于码头高度，但要尽量避免滚装车辆时出现V形坡道。在有V形坡道时，V形坡道两夹角不要大于7°。

3) 滚装船满载吃水和空载吃水的确定

由于一座滚装连接桥可能要供多艘滚装船停靠，在确定滚装连接桥长度时，一般以滚装船满载吃水和空载吃水最不利的情况来确定。

4) 滚装连接桥长度的计算

根据滚装船最不利的高度，按业主的要求与上述原则计算出连接桥长度。

在确定了滚装连接桥基本长度后，还应考虑滚装船搭桥的长度和特点。

如果滚装船搭桥可以向上搭和向下搭，应减去滚装船搭桥的一定长度，即搭桥长度(或称舌头板长度)2m。也可按业主要求，但不应少于1.5m。

如果滚装船搭桥不能向上搭和向下搭，或达不到向上搭和向下搭要求时，滚装船搭桥的长度就不能计算在滚装连接桥的长度中。

根据滚装船满载吃水基本长度、空载吃水基本长度和滚装船搭桥的长度，确定滚装连接桥长度，最后将确定长度圆整为整数。

2. 滚装连接桥中心线与岸边距离

由于一座滚装连接桥可能要供多艘滚装船停靠，滚装连接桥中心线与岸边距离的确定就必须整体考虑。

各滚装船的型宽均不相同，滚装船搭桥的宽度也不一样，并且有的滚装船搭桥与滚装船中心线还不同线，有的偏向右舷，有的偏向左舷，只有将滚装连接桥中心线到岸边基本距离和连接桥的前端宽度综合考虑才能确定连接桥中心线到岸边的距离。

由于各个滚装船搭桥中心线到岸边距离均不一样，在选取到岸边距离时应综合考虑，主要应考虑车辆的转弯半径、滚装连接桥桥宽度与连接桥前端宽度，在综合考虑后确定滚装连接桥中心线到岸边距离。

3. 滚装连接桥宽度与前端宽度

滚装连接桥最小宽度主要根据业主要求和码头现场实际情况决定。一般将滚装连接桥净宽设计为7m，最小宽度不应小于4.5m。

滚装连接桥前端宽度主要是根据滚装船搭桥宽度来定。由于各滚装船的搭桥宽度均不相同，应根据滚装船搭桥中心线到岸边最小距离和滚装船搭桥中心线到岸边最大距离及搭桥宽度来确定。

只有将滚装连接桥前端宽度初步确定后，再与滚装船搭桥中心线到岸边最小距离和最大距离比较，最后确定滚装连接桥中心线到岸边距离和连接桥前端宽度。

4. 滚装连接桥前端最小长度

滚装连接桥前端长度是指从起升液压缸吊耳到连接桥前端的距离，这段桥体是悬臂梁结构。滚装船的搭桥前端均有一个过渡板(舌头板)，过渡板的长度一般在2.0～3.0m之间，滚装船的搭桥搭在连接桥上应保证1.5～2.0m的安全距离，因此滚装连接桥前端长度一般取5m左右。

40.5.2　典型产品技术性能参数

滚装连接桥典型产品技术性能参数见表40-1。

表40-1　滚装连接桥主要性能参数

承载能力/t	60,80,100,120
桥面最小通道宽度/m	4.5～7
最大坡度	1∶10～1∶8
车辆最小转弯半径	大于15m(战备用桥应大于25m)
上升全程时间/min	8～15

40.6　安装与测试

40.6.1　连接桥的安装

滚装连接桥在安装时，桥体两后铰座处桥面高度差应不大于5mm，立柱上液压缸吊耳中心线与桥体上液压缸吊耳中心线错位应不大于5mm，后铰座与桥体后铰轴侧边间隙为15mm，安全锁与安全锁板孔中心错位应不大于10mm，导向装置与导向板间隙应不大于10mm。

40.6.2　连接桥的测试

滚装连接桥在安装好后必须按调试大纲进行调试。调试主要内容为：

(1) 安全装置是否可靠；

(2) 电动机、液压泵、液压油箱油面等是否合格；

(3) 操作台各按钮及手柄是否自如、可靠；

(4) 桥体升降是否正常，同步装置是否动作，设计的各项要求能否满足等。

在调试合格后，应对连接桥进行应力与挠度测试。桥体主、横梁，各纵、横辅梁，立柱各处，上下吊耳板等均应测试。测试应按测试大纲进行，最大压载为额定载荷的1.25倍，最大挠度应不大于1/850。

40.7　设计和选型注意事项

滚装连接桥在设计和选型时应注意以下事项：

(1) 滚装连接桥的设计与选型应充分考虑码头潮位变化和船舶吃水深度的改变等因素，满足车辆行驶的坡度要求。

(2) 液压缸的同步起升问题是滚装连接桥工作可靠的关键。一般选用液压缸时，液压缸应不带负荷起升，只承载空桥的自重。

(3) 滚装连接桥出口有转弯时要充分考虑大型车辆的转弯半径要求。

40.8　技术标准与规范

港口滚装连接桥的设计、制造、使用和维护等还应遵循表40-2中相关技术标准与规范。

表40-2　技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	CCS	《船舶与海上设施起重设备规范》(2007版)
2	JT/T	《港口滚装连接桥》(在编)
3	JT/T	《港口滚装连接桥安全规程》(在编)

第41章

登 船 桥

41.1 概述

41.1.1 功能

登船桥用于邮轮母港或邮轮挂靠码头，在靠泊码头的邮轮与候船楼或其延伸连廊之间，提供无间隙的连接通道，供旅客和船员安全、便捷、舒适地上下邮轮。

现代化邮轮旅客登船桥一般都提供无障碍活动旅客通道，并具有前后、上下、左右三个方向动作机构，实现旅客通道前端部的接船口与豪华邮轮的旅客上下船舱口对接，后端与候船楼或其延伸连廊步道对接。接船口的搭接渡板装置都具有自动适应豪华邮轮旅客舱口高低和左右位置变化的随动调节功能。

41.1.2 国外发展现状

20世纪末随着邮轮旅游经济的蓬勃发展，登船桥技术和产品得以发展起来。世界上研发并生产邮轮专用登船桥的主要厂家有西班牙的TEAM公司和瑞典的FMT公司。在北美邮轮港口、欧洲邮轮港口以及加勒比海各大邮轮港口均有这两家公司的产品。

1. TEAM登船桥

西班牙TEAM公司于1997年为巴塞罗那客运码头设计制造了第一台旅客登船桥，随后接到了许多地中海和大西洋沿岸主要港口的登船桥订单。

2006年TEAM出售登机桥业务后专注于海运业务，截至2012年共设计制造了60多台各类登船桥，成为客轮和邮轮登船桥设计、制造和供应的领导者。主要型号和通道特点见表41-1。

表41-1 TEAM登船桥主要型号和通道特点

型号	应用地点	应用时间	通道特点
MZ	西班牙巴塞罗那	2001	Z形转折
MU	美国南安普敦	2003	顺岸折返
PL	摩洛哥纳多尔	2002	垂岸布置
ML	美国圣胡安	2003	顺岸伸缩

由于各港口的空间结构和潮位有明显的差异，TEAM登船桥的结构和性能也不尽相同。但这些登船桥基本均具有上下升降、水平左右移动或摆动、前后伸缩调节机构。图41-1是典型的TEAM登船桥，整机为框架结构，具有运行机构、升降机构，采用无障碍旅客通道，通过折转、延伸方式，连接邮轮和候船楼或延伸连廊；采用封闭式玻璃侧壁通道；具有调平装置，可自动适应潮位变化。

2. FMT登船桥

FMT是瑞典的一家空港登机桥和海港登船桥制造商。早在1991年FMT公司首次研发供应了三套旅客连廊和固定式登船桥应用在瑞典Helsingborg港。至2012年FMT共向22个海港码头提供了种类繁多的各类形式登



图 41-1 典型的 TEAM 登船桥

船桥产品,满足不同海港的特殊需要和要求。

图 41-2 所示为典型的 FMT 登船桥。从 1999 年开始的 6 年时间里,FMT 公司陆续为美国迈阿密邮轮码头研制提供了 4 台这种登船桥。其特点是通道垂岸折返布置,采用整体门架结构,实心轮胎行走与转向机构、自动调平控制、电/柴油机双动力驱动的全液压系统、半自动操作等。



图 41-2 典型的 FMT 登船桥

41.1.3 国内研发现状

1. CIMC 登船桥

2006 年深圳中集天达空港设备有限公司(CIMC)为烟台一大连铁路轮渡客运港研制了全封闭廊道式旅客登船桥。该登船桥采用人性化航空标准,同时满足渤海湾的特殊气候条件。其整体结构形式类同机场固定廊桥与伸缩式活动登机桥组合的结构形式,使旅客能够全天候舒适、快捷上下渡船。此后,该公司又为上海北外滩国际客运中心和天津南疆国际邮轮港提供了固定连廊和旋转伸缩式登船桥。

2. WTI 登船桥

2006 年交通运输部水运科学研究院(下称水科院或 WTI)开发了第一套现代化无障碍邮轮码头旅客登船系统,研制了具有自主知识产权的移动升降式登船机,与标准旋转伸缩式登机桥组合,应用于厦门国际邮轮中心。其可满足船舶舱口高度 1.07～11.44m 和码头跨度 50m 范围内的船舶接船要求,解决了大水位潮差、船型多样、邮轮码头兼顾集装箱作业等邮轮码头旅客接待工艺的特殊应用要求。在移动升降式登船桥中,首次开发研制了具有动作平稳、升降行程大、具有机械自锁特性的 T 形丝杠垂直升降技术和接船渡板电液随动技术。

2009 年 10 月水科院又成功研制了具有自主知识产权的双通道移动式登船桥,用于厦门港客滚码头接待客轮。两条独立并行通道中一条是可变斜梯式踏步通道,在通道俯仰至大坡度角时投入使用,另一条是平面板式平步通道,当通道的坡度小于 10%时,两条通道可同时使用。

2009 年 11 月水科院为上海吴淞口国际邮轮码头研制了两台具有自主知识产权的 L 型双伸缩旅客登船桥(见图 41-3),2010 年 4 月在上海世博会开幕前投入运行。该登船桥应用了双独立门架技术、接船渡板三自由度随动调节技术,有效解决了前后对接动作无法单独运行调节以及三自由度任意调节和随动接船的技术难题。



图 41-3 WTI L 型双伸缩旅客登船桥

41.2 机型分类与特点

传统旅客和船员从码头地面上下客轮，使用简易踏步梯或客梯车，踏步梯需要由叉车或汽车起重机辅助吊装就位，而客梯车则可自行灵活机动。

随着邮轮经济发展，出现了旅客从码头连廊上下船的无障碍通道登船桥。根据移动形式不同，主要分为旋转伸缩式登船桥(或称登机桥式登船桥)和移动式登船桥(或称框架式登船桥)两大类型。

移动式登船桥可以沿着码头承载轨道顺岸移动，实现全泊位无盲区接船。

旋转伸缩式登船桥后端设置固定立柱，接船口可以绕着固定立柱回转摆动和伸缩到达扇形区域实现接船和收回至锚定位置停放。

移动式登船桥根据其旅客通道结构不同，出现了近似于无障碍通道式登船桥。典型机型有简易登船桥、螺旋登船桥、双通道登船桥，在我国邮轮码头均有应用。

真正的无障碍通道登船桥根据无障碍通道的走向布局不同，又分为垂岸式登船桥、顺岸式登船桥、垂岸折返式登船桥、顺岸折返式登船桥、L型双伸缩登船桥等。

根据旅客通道封闭形式不同，分为全封闭登船桥和敞开式登船桥。

根据行走机构形式不同，分为轮胎回转式登船桥和轨道式登船桥。

以下分别介绍各种登船桥。

41.2.1 登船梯

登船梯也称船梯、舷梯、岸梯等。

1. 固定梯

固定踏步梯根据踏步形式不同，有采用圆弧踏步板形式的圆弧踏步梯，也有采用平整地板加防滑固定横条形式的简易平板梯(见图41-4)。

平板梯结构简单、贮存方便，适用于船型较小、甲板或舱口位置较低的场合，可供工作人员和旅客上下船。

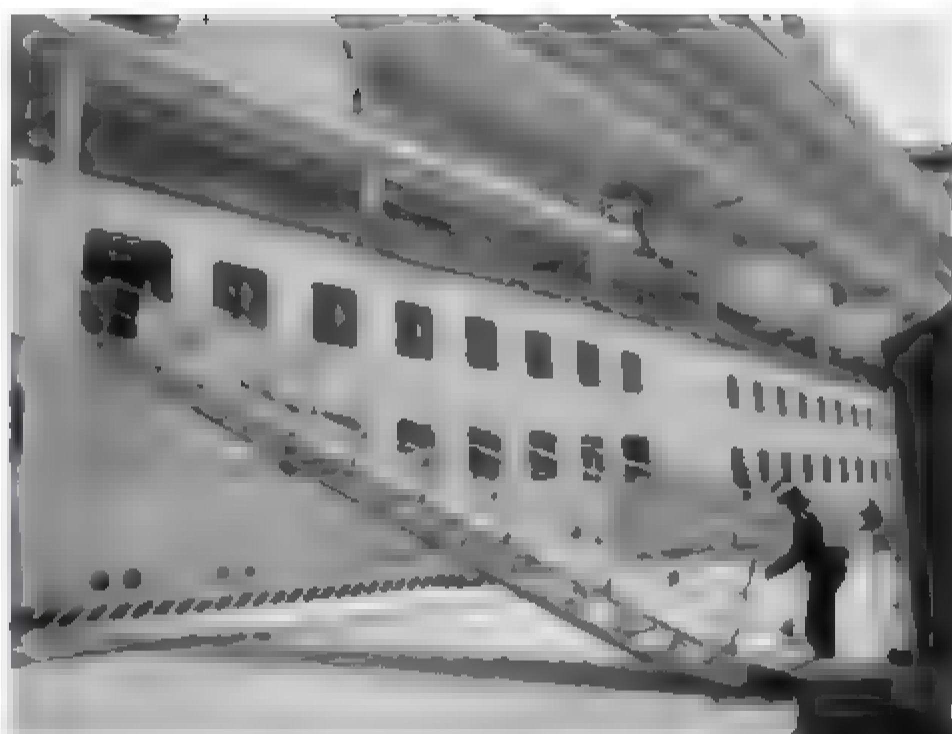


图41-4 固定平板梯

2. 随动调平踏步梯

随动调平踏步梯的踏步板如图41-5所示。具有平行四边形自动调平机构，当船舶随潮位高低变化引起登船梯搭接角度变化时，踏步板始终保持水平状态。



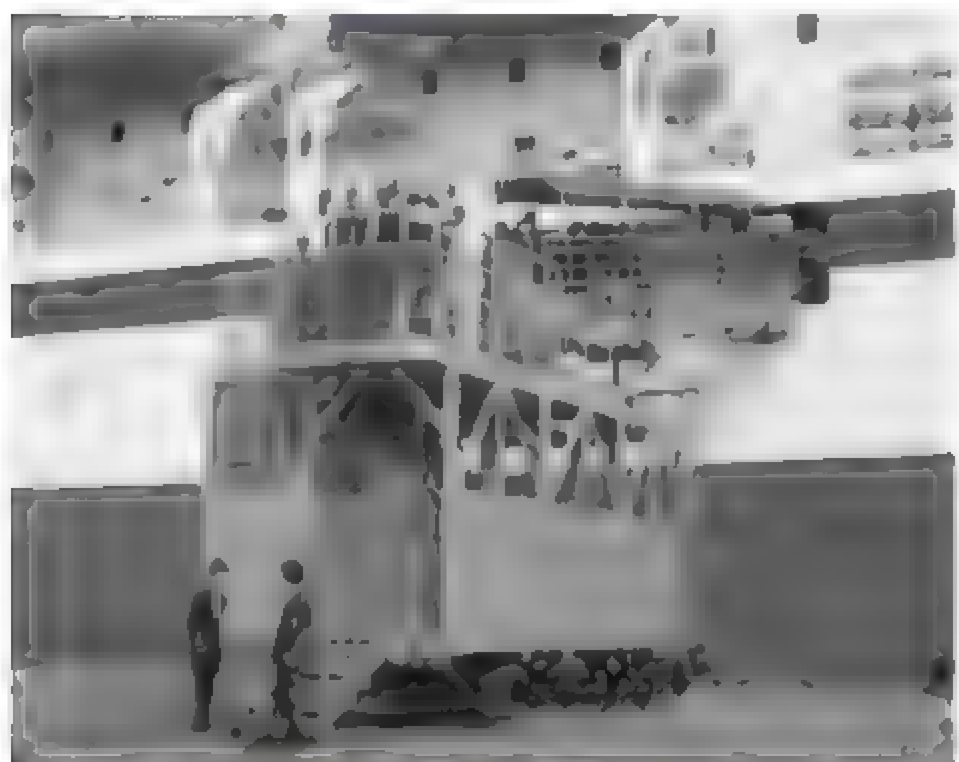
图41-5 随动调平踏步梯

41.2.2 客梯车

将踏步梯底端设置滑动机构、俯仰机构的登船梯安装在回转机构上，再整体布置在升降平台上，升降平台下层一般为载重汽车底盘，通过回转、俯仰、滑动、升降动作，将踏步梯搭接于舱口与客梯车的升降平台之间，并衔接客梯车折转平台与固定踏步梯、落地踏步梯，提供旅客从地面至船舱口的连续通道。图41-6和图41-7所示分别为烟台和大连客运港在用的两种典型客梯车。

客梯车机动灵活，可快速机动到搭接地点；液压驱动的回转、俯仰、滑动动作具有强制


图 41-6 侧向接船客梯车

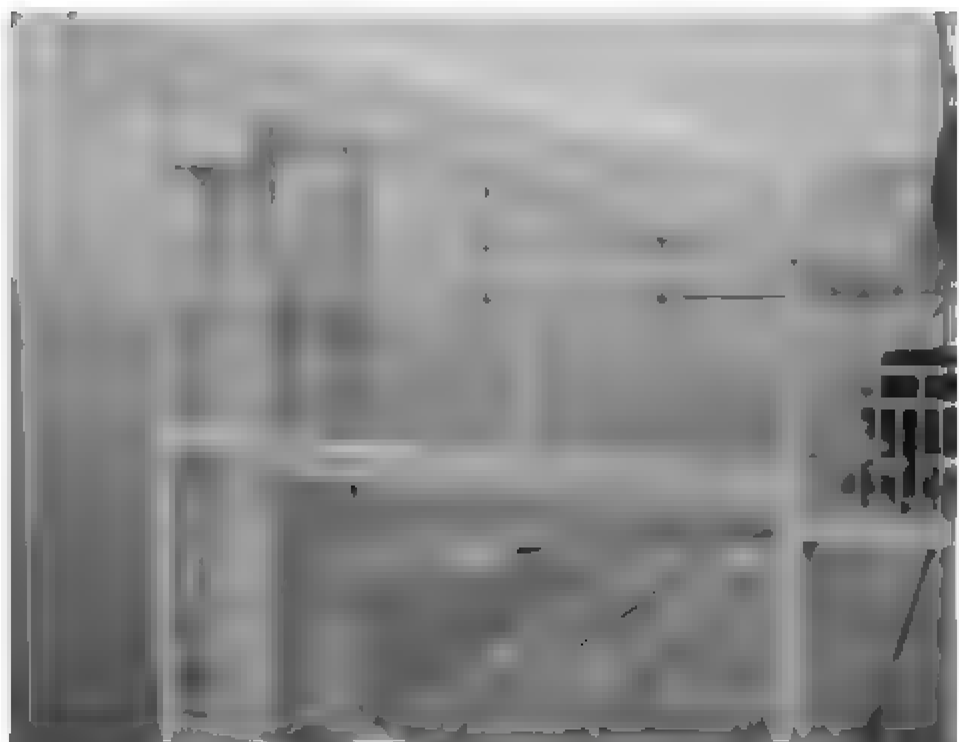

图 41-7 纵向接船客梯车

浮动功能，搭接梯可实现三自由度方向随船动作，改善了登船梯搭接效率、搭接安全性方面的不足。客梯车适用于中、大型客滚船或邮轮，实现旅客从地面上下船。

41.2.3 简易登船桥

图 41-8 所示为用于三亚凤凰岛邮轮码头的简易登船桥。登船梯后端与门架铰接，通过过渡平台与码头连廊衔接。液压缸实现踏步梯俯仰动作，带动登船梯前端升降以适应邮轮舱口高度。与登船梯前端铰接并可俯仰的搭接渡板可随船舶舱口上下浮动。

简易登船桥机构简单，门架结构整体稳定性良好。在接船高度和后方连廊高度差小、踏步梯俯仰角度较小时，可将踏步手动调节，踏步梯变为平板坡道，实现无障碍通行。它适用于潮差比较小、不需要频繁调节对接高度和踏步状态的场合。


图 41-8 简易登船桥

41.2.4 螺旋式登船桥

图 41-9 所示为用于三亚凤凰岛邮轮码头的螺旋式登船桥。整体门架结构内设置与连廊高度一致的环形平台，环形平台陆侧与连廊衔接，内圈衔接可旋转的螺旋坡道。螺旋坡道的旋转用于实现与舱口高度一致的螺旋坡道段可调整至海侧，在海侧门架上可升降的搭接渡板尾端也在同一高度与该段螺旋坡道衔接。搭接渡板前端与邮轮舱口浮动搭接。


图 41-9 螺旋式登船桥

螺旋登船桥结构形式紧凑，螺旋坡道实现码头连廊至船舶舱口的连接。将螺旋坡道向下延伸至接近地面，可实现从地面上下船。

41.2.5 双通道登船桥

图 41-10 所示为厦门客滚码头双通道登船桥，具有海侧升降机构、接船口、伸缩或俯仰渡

板等。在码头连廊和登船桥接船口之间平行并排布置双通道，即自动调平登船梯通道和平板梯坡道。

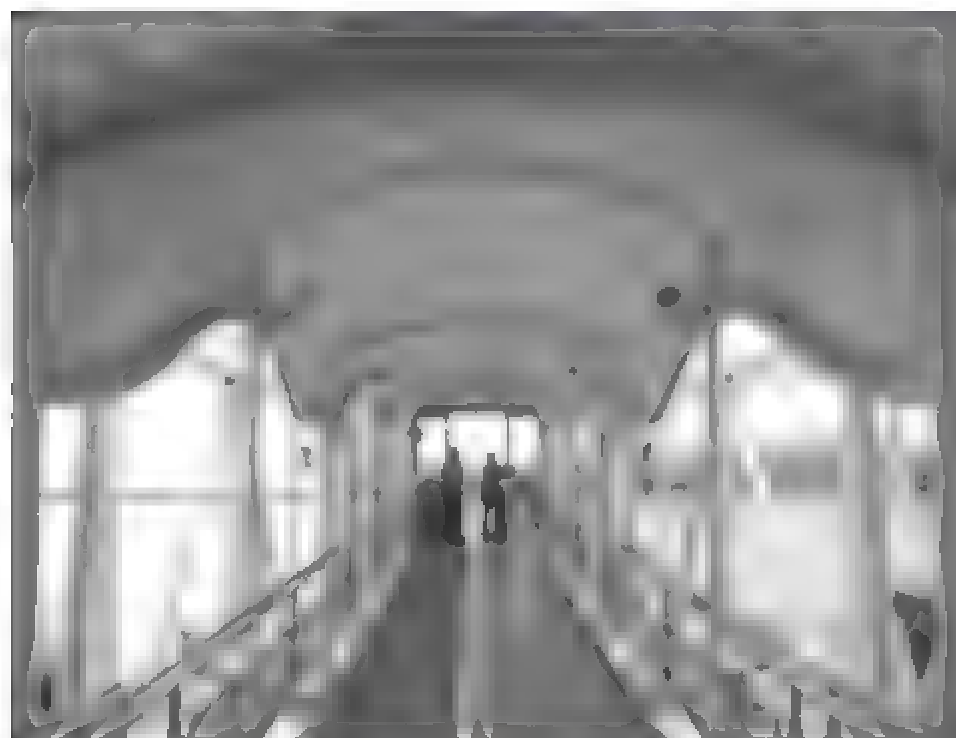


图 41-10　WT1 双通道登船桥

双通道后端滑动铰接于码头连廊的固定平台。前端接船口可升降调节到任意舱口高度。接船口最前沿设置可伸缩或俯仰的接船渡板，浮动搭接于客滚船舱口甲板。当坡度比较缓时，旅客走平板坡道通行；坡度较大时，旅客走自动调平登船梯通行。

41.2.6　垂岸式登船桥

图 41-11 所示的垂岸式登船桥为水科院 2007 年研制，应用于厦门国际邮轮中心。玻璃侧壁全封闭旅客通道垂岸布置于门架结构内，与前后独立的两个升降机构分别铰接。通道前部具有可滑动伸缩的内通道，内通道前端设置接船口，接船口布置操作台、接船渡板，搭接渡板可上下俯仰和浮动调平。

升降机构可调节前后升降平台高度，调节控制旅客通道坡度，分别连接码头连廊，也适合与旋转伸缩式登船桥组合应用。

41.2.7　旋转伸缩式登船桥

旋转伸缩式登船桥如图 41-12 所示。在万向运行机构、升降机构驱动下，可自由伸缩的活动通道绕固定转台回转摆动、伸缩和俯仰，前端的接船口可以到达扇形区域位置和设计高度范围，直接对接目标位置。为适应坡度、舱口高度、舱口范围，在 A380 大型客机登机桥

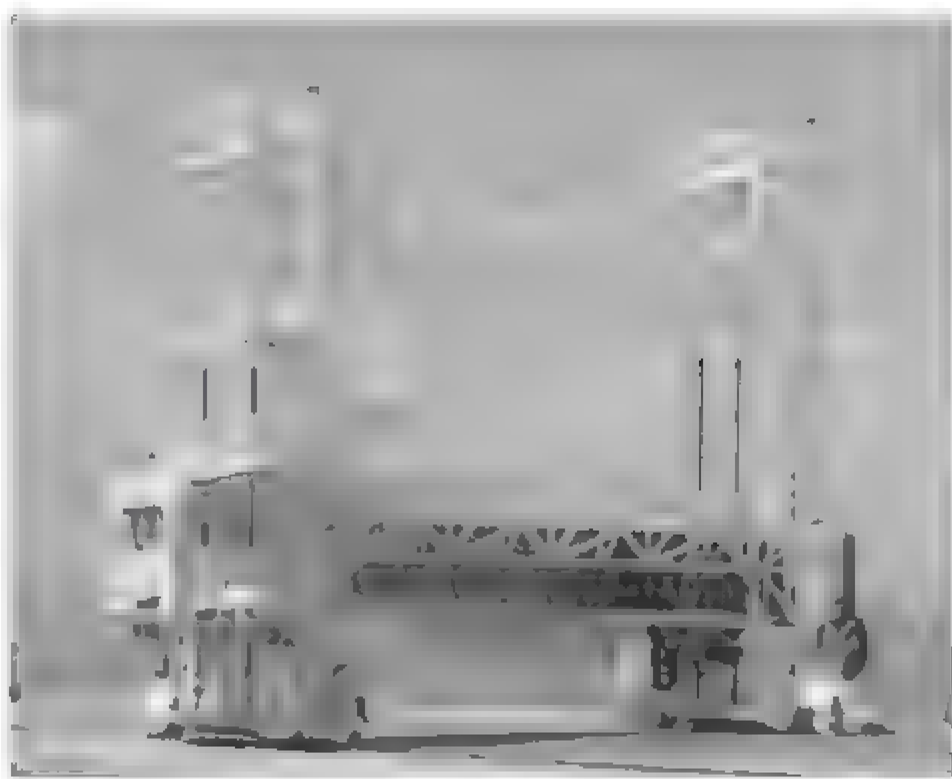


图 41-11　WT1 垂岸式登船桥



图 41-12　旋转伸缩式登船桥

的基础上进一步加大了通道长度、伸缩行程、升降高度。

旋转伸缩式登船桥不接船时可以缩回靠边停泊，远离码头前沿区域。该登船桥适用于码头前沿具有大型景观广场、船型又比较明确的客运港和邮轮母港。

41.2.8　折返式登船桥

整体门架折返式登船桥的旅客通道前后分别对接邮轮舱口和码头固定连廊。为了控制坡度范围，将较长的活动通道折返布置在门架结构内。根据码头前沿平面布局和范围大小，一般采用顺岸折返或垂岸折返形式。

图 41-13 所示的顺岸折返式登船桥用于美国圣地亚哥的 FMT 登船桥。其结构紧凑，利用较小的码头平面布局范围，有效减缓了通道坡度，旅客行走舒适。



图 41-13　FMT 顺岸折返式登船桥

41.2.9　L 型双伸缩登船桥

玻璃侧壁旅客通道折转布置的 L 型登船桥如图 41-3 所示。其具有运行机构和升降机构，可实现水平长距离行走和上下高度调节，前后分别对接邮轮舱口和候船楼顺岸连廊。

L 型登船桥采用独特的分体门架结构和顺岸超大行程自由伸缩通道。垂岸接船通道也具有伸缩通道，带动接船口前后伸缩。接船口设有伸缩式三自由度随动接船渡板。

L 型折转方式的通道克服了旅客往返步行的弊端。分体式门架结构和顺岸超长伸缩行程，可以实现海侧接船口和陆侧对接口的单独调整，对接调整效率提高，避免了整体式登船桥前后对接和水平位置调整互相牵制的弊端；垂岸伸缩通道和伸缩式接船渡板，可实现前后大范围伸缩和适应船舶外漂移影响。接船渡板具有上下、左右、前后三自由度随动及其信号检测功能，配合登船桥的升降动作、门架分动行走动作、垂岸通道伸缩动作，有效解决了搭接渡板调节的快速性，操作简便。

41.3　整机结构形式及工作原理

下面以 L 型双伸缩登船桥为例，介绍登船桥的整机结构形式及工作原理。

41.3.1　整机结构形式

L 型双伸缩移动式登船桥整机为门架结构，通过运行机构实现在码头前沿顺岸轨道上水平行走，可覆盖全泊位，实现任意位置接船。旅客通道布置在门架结构内，通过升降机构、伸缩机构实现接船口和接船渡板在上下前后方向与邮轮舱口对接。

41.3.2　整机组成

图 41-14 所示为 L 型双伸缩登船桥结构俯视图。L 型登船桥包括伸缩旅客通道、门架结构、运行机构、升降机构、接船口、接船渡板、液压系统、控制系统和安全保护系统等。

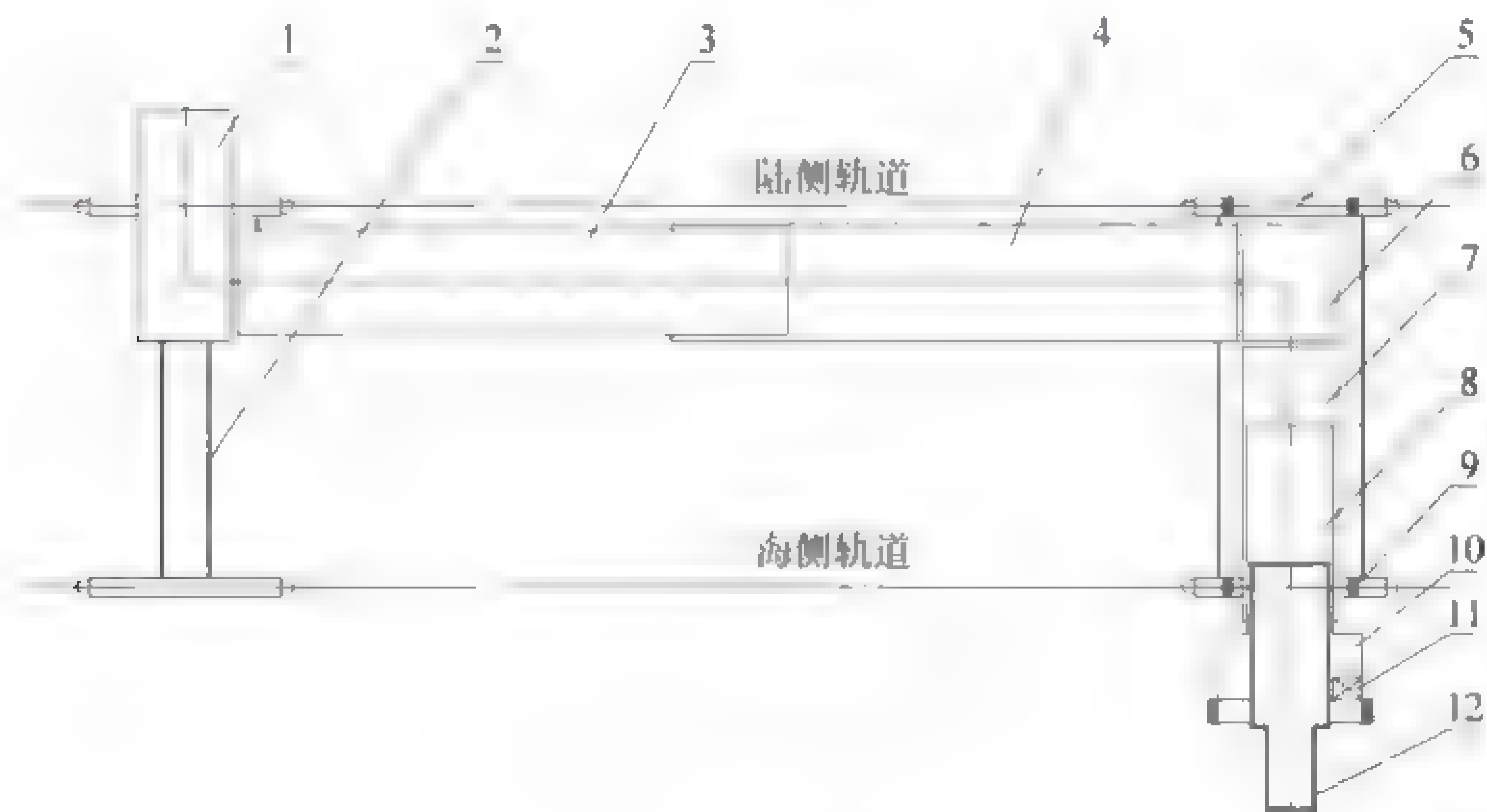


图 41-14　L 型登船桥结构示意图

1—候船楼连廊对接通道；2—门架Ⅰ；3—顺岸伸缩 A 通道；4—顺岸伸缩 B 通道；
5—门架Ⅱ；6—转折通道；7—垂岸伸缩 C 通道；8—垂岸伸缩 D 通道；
9—升降机构；10—接船口；11—操作台；12—搭接渡板

41.3.3 各部分特点与工作原理

1. 旅客通道

L型双伸缩登船桥旅客通道包括陆侧连廊对接口和对接通道、顺岸大行程伸缩通道、折转通道、垂岸伸缩通道和接船口、铰接支座和柔性防雨遮篷等。顺岸伸缩通道由A通道和B通道伸缩套接组合而成；垂岸伸缩通道由C通道和D通道伸缩套接组合而成。伸缩套接通道包括伸缩滚轮和轨道结构、排水结构、电缆输送机构等。

通道的主体由桁架钢结构、内装饰天花板、防滑地板、侧壁双层防辐射透明夹胶安全玻璃、内部照明系统、安全扶手、空调风道或吸顶式空调等组成。

连廊对接通道和连廊对接口安装在门架Ⅰ结构上。折转通道、垂岸伸缩通道、接船口及接船渡板布置在门架Ⅱ结构内。顺岸大行程伸缩通道两端分别铰接于门架Ⅰ结构和升降平台结构，分别与连廊对接通道和升降转折通道俯仰铰接衔接。

2. 门架结构

门架结构是登船桥旅客通道、旅客等载荷的承载构件和升降机构平台的垂直导向结构部件。L型双伸缩登船桥具有两个独立的门架结构。门架结构包括底梁、门腿、上横梁、联系梁。

3. 运行机构

运行机构安装于门架结构下方，用于驱动整机结构和活动旅客通道A在码头前沿轨道上顺岸行走。轨道式运行机构包括行走车轮、驱动动力装置和减速装置、制动装置、防风锚定装置、移动供电装置等。

L型双伸缩登船桥的两个独立门架，设置各自独立的运行机构和交流变频调速控制装置。在顺岸伸缩通道的伸缩行程范围内，门架Ⅰ和门架Ⅱ能够单独行走动作，前后对接口得以实现单独调节水平位置。

4. 升降机构

登船桥升降机构执行元件采用液压缸(FMT登船桥)或T形丝杠(TEAM登船桥和WTI登船桥)。L型登船桥升降机构包括海侧升降机构和陆侧升降机构两套，采用交流变频驱动的丝杠/升降机驱动方式。升降机构由升降平台、垂直升降导向装置、丝杠和升降器、驱动电机及减速箱、同步转向箱、测速装置等组成。丝杠升降机构具有机械自锁功能。同步转向箱可以使多条丝杠保持机械刚性同步。丝杠和升降器机构承载能力大、传动平稳，具有磨损监测等功能。升降平台通过导向装置沿门架导轨结构作垂直升降运动。

升降平台上设有上下两层导轮或滑块，与门架结构立柱上的导轨之间形成前后和左右定位约束，并具有抗倾覆和水平承载等安全保护作用。当升降机构出现液压缸或丝杠失效的极端情况，单侧液压缸或丝杠也能支承整个升降平台和旅客通道的垂直载荷，确保其高度位置和安全支承。

5. 接船口

接船口位于旅客通道最前端，可容纳安装接船渡板、操作台、防风防雨伸缩遮篷、卷闸门或防护门、安全防护栏杆等。接船口还具有可供两位操作员站立的操作空间。在接船口前方和侧方结构上设置玻璃观察窗，便于操作员观察登船桥整机和邮轮舱口情况。

6. 接船渡板

L型双伸缩登船桥的伸缩式接船渡板见图41-15，由伸缩机构、滑动机构、俯仰随动机构、左右随动机构和搭接板等组成。通过伸缩滑动机构、俯仰随动机构、左右随动机构，接船渡板可以适应与邮轮前后、上下、左右三个自由度方向的调节或随动动作。L型双伸缩登船桥的接船渡板上下随动调节角度范围为0°～±6°，左右随动调节行程范围为±260mm。

7. 液压系统

液压系统用于控制垂岸伸缩通道伸缩动作、随动液压渡板伸缩动作，具有电动和手动两种控制方式。在断电等紧急情况下，可采用手动方式紧急缩回垂岸通道和接船渡板。

8. 控制系统

控制系统用于登船桥整机的操作控制和故障监测，包括操作台、视频监控、故障监测系统等。

L型双伸缩登船桥设置主副两个操作台，

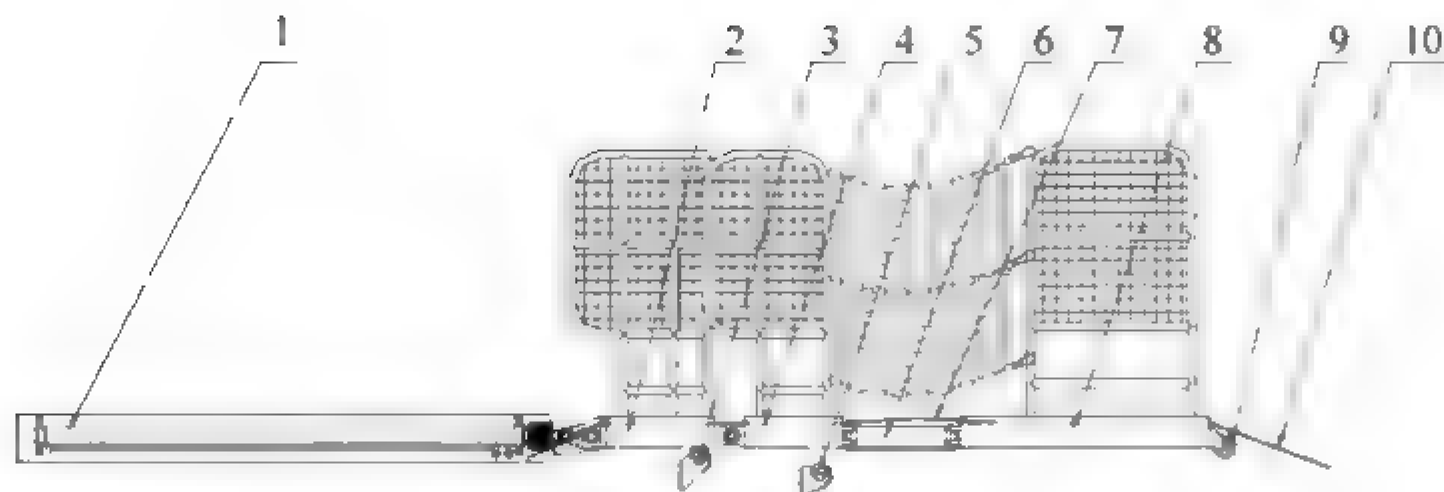


图 41-15　伸缩式接船渡板

1—伸缩机构；2—滑动机构；3—水平托辊；4—俯仰随动机构；5—极限托辊；6—左右摆动机构；7—浮动过渡板；8　摆动渡板；9—搭接托辊；10—搭接板

分别位于接船口和陆侧连廊对接口。主操作台可以操作整机行走、通道升降、通道伸缩、渡板伸缩等对接邮轮动作，操作视线好。副操作台用于登船桥与码头固定连廊的对接动作。

9. 安全保护系统

登船桥所有机构动作都设置减速和停止安全联锁保护，电气及液压系统均设有各自安全保护装置，以保护设备及人员安全。

41.3.4　操作流程

1. 接船操作流程

操作员站在操作台位置，目测观察邮轮目标舱门，同时控制登船桥旅客通道作水平和垂直动作，使接船口接近目标舱门后，操纵伸缩通道至合适伸出位置后，伸出接船渡板搭接于船舱门内。保证初始搭接高度和渡板倾斜角度处于旅客行走舒适的范围内，然后操纵搭接渡板处于随动工作状况，至此登船桥可转入旅客放行状况。

2. 离船操作流程

操作员操纵接船渡板和垂岸通道缩回，使接船口完全脱离邮轮舱口。操纵升降机构和运行机构将旅客通道降至停放高度，并使登船桥停放在预定停机位置，插好车轮防滑铁鞋和防风锚定插板（如需要），等待接驳下一条邮轮状态。

41.4　总体设计与计算

1. 接船高度

登船桥接船高度 h 是指邮轮旅客舱口底面至码头地面高度，它与邮轮舱口相对于船舶水线高度 h_1、当地潮汐水位 h_2、码头面标高 h_3 相关联。

确定邮轮码头接船高度 h 一般按照当地最高设计水位 h_{2max} 及最高接待舱口水线高度 h_{1max} 确定最高接船高度 h_{max}，有

$$h_{max} = h_{1max} + h_{2max} - h_3 \qquad (41\text{-}1)$$

按照所有可能接待船型中的最低接待舱口水线高度 h_{1min} 和当地最低设计水位 h_{2min} 确定最低接船高度 h_{min}

$$h_{min} = h_{1min} + h_{2min} - h_3 \qquad (41\text{-}2)$$

当前已经营运的最大规格的豪华邮轮为美国皇家加勒比邮轮公司海洋系列的16万吨级“海洋自由”号（Freedom of the Seas）和22万吨级“海洋绿洲”号（Oasis of the Seas）豪华邮轮，其舱口地面距离船舶水线高度 h_{1max} 分别为12.9m和13.5m。

2. 通道坡度

旅客步行通道的坡度越小，旅客行走越舒适。根据《邮轮码头登船桥》（JT/T805—2011），行走坡道不大于10%时，旅客无须借助于扶手步行；坡度大于12.5%时，则需要设置相应扶手栏杆。但是，为避免登船桥设备过于庞大，及邮轮大型化使得接船口较高，旅客通道坡度都不宜过缓。根据《邮轮码头登船桥》（JT/T 805　2011）标准规定，登船桥活动通道的设计坡度一般不大于12.5%，综合考虑各种影响因素，极限不大于15%。

3. 通道净尺寸

由于邮轮大型化趋势使得载客量大，“海洋自由”号和“海洋绿洲”号载客量分别达到

4300 人和 6300 人，其中船员数量 1300 人和 2100 人。邮轮旅客上下船具有时间短流量大特点，人行通道净宽尺寸不宜小于 1.65m。但由于邮轮舱口宽度尺寸的影响，以及接船渡板的衔接功能安全因素方面的考虑，与舱口搭接的接船渡板宽度一般以满足一位行人或轮椅旅客能够快速通过为原则，《邮轮码头登船桥》(JT/T 805—2011)标准规定不小于 0.9m。

4. 设计载荷

登船桥的设计外载荷包括旅客通道的地面步行人员均布载荷、封闭通道的顶板雪载荷和风载荷等。

按照《邮轮码头登船桥》(JT/T 805—2011)标准规定，通道地面均布载荷建议取值 3.0kN/m²，通道顶部均布雪载荷一般取值 0.8kN/m²，动载荷、风载荷及设备整体稳定性，可参照《起重机设计规范》(GB/T 3811—2008)执行。

41.5 典型产品技术性能参数

1. 国内 WTI 登船桥技术性能参数

表 41-2 是水科院为上海吴淞口国际邮轮码头、广西北海邮轮码头、青岛国际邮轮码头定制设计的 L 型双伸缩登船桥技术参数。

表 41-2 L 型双伸缩登船桥技术参数

技术参数 \ 用户	吴淞口	广西北海	青岛
旅客通道净宽度/mm	1650	1500	1650
渡板搭接最低高度/mm	1400	1500	1400
渡板搭接最高高度/mm	11000	11000	12000
陆侧连廊地面高度/mm	6900	6500	6900
垂岸通道伸缩行程/mm	2600	1930	2600
通道地板载荷/(kN/m²)	2.0	2.0	3.5
轨距/m	10	6	10.5
渡板伸缩行程/mm	1600		
通道坡度(正常)/%	12.5		

2. 国外典型登船桥技术性能参数

国外典型登船桥主要是图 41 1 所示的 TEAM 公司 Z 型折转式旅客登船桥和图 41 2 所示的 FMT 公司垂岸折返式旅客登船桥。这两种典型旅客登船桥的结构性能特点和主要技术性能参数见表 41 3。

表 41-3 国外典型登船桥技术参数

技术参数 \ 厂家	FMT 登船桥	TEAM 登船桥
整机结构	门架移动式	门架移动式
运行机构	实心轮胎回转式	轨道式
通道布置	垂岸折返式	Z 形转折式
升降机构	多级液压缸驱动	旋转丝杠驱动
海侧升降行程/m	9.1	10
陆侧升降行程/m	1.2	3.4
接船渡板	液压伸缩摆动	液压伸缩摆动
动力	柴电机组	岸电拖令
调平控制	自动调节	自动调节
通道坡度/%	8	12.5
轨距/m	12	9

41.6 选型注意事项

邮轮码头配置选型或订制登船桥应结合自身实际条件，综合考虑下列因素。

1. 船型

港口登船设备的选择与接待船型的大小密切相关。首先应根据码头潮位和码头设计标高等设计条件，确定接船高度技术参数，它是登船桥设计选型的决定因素。

2. 舒适性

邮轮旅游属于高端休闲品质生活方式之一，是否提供无障碍通道、全天候遮风挡雨通道、景观步道等人性化的上下邮轮服务，是登船桥选型的重要因素。

为了满足无障碍通道要求，通道一般采用长距离延伸布置方式或折返式布置方式。折返式方式在感官上不如前者人性化。

3. 应急备用

邮轮靠泊码头后，登船桥要快速对接邮轮舱口，以方便旅客和工作人员上下船。一方面，登船桥设备自身配置上应考虑紧急情况下具有应急动作机构；另一方面，登船桥配备数量上应考虑备用的登船桥设施，以应对设备出

现故障。如350m长的大型邮轮泊位一般配置2台移动式登船桥即可满足全泊位接船和互为备用。选择旋转伸缩式登船桥，则要考虑4～6台以便满足全泊位无盲区接船。

另外，传统使用的登船梯、客梯车一般适用于较小船型使用，也可作为备用和应急设施供船员和旅客应急上下船。

4. 操作性

移动式登船桥在前后、上下、左右三个方向上既可以快速动作，又可以慢速调节，操作灵活。

旋转伸缩式登船桥在前后、左右两个方向动作上共用一套运行机构。两个方向转换操作时，需要先旋转行走车轮方位后才能从一个方向转换到另一个方向动作。邮轮顺岸漂移范围较大时，需要撤回接船渡板，进行两次转换车轮方位动作，完成后退至平移再至前进动作，才能水平变换接船口位置重新搭接渡板。

5. 理想机型

L型双伸缩登船桥采用大行程升降技术、人性化通道设计技术、随动搭接及智能调平技术、分动对接调节技术等，具有船型适应广泛、操作便捷简单、对接迅速、旅客行走距离最短等优点，是客运和邮轮港口登船设备的理想选择机型。在整体框架移动式登船桥中，它也是目前唯一可以实现前方接船口水平调节和后方连廊通道对接水平调节互不干涉影响的机型。在上海吴淞口国际邮轮码头应用以来，获得广泛关注。

41.7 技术标准与规范

水科院于2011年组织起草了交通运输行业标准《邮轮码头登船桥》(JT/T 805—2011)。与登船桥产品设计、制造、使用相关的标准和规范见表41-4。

表41-4 登船桥技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JT/T 805—2011	《邮轮码头登船桥》
2	GB/T 3766—2001	《液压系统通用技术条件》
3	MH/T 6028—2016	《旅客登机桥》
4	JB/T 8809—2010	《SWL蜗轮螺杆升降机　形式、参数与尺寸》
5	JT/T	《邮轮码头登船桥安全规程》(在编)

第42章

港口斜坡缆车

42.1 概述

港口斜坡缆车(亦称港口缆车系统,简称斜坡缆车)主要用于内河大水位差斜坡码头货物和旅客的运输。由于内河中上游水位落差大,河床大部分是斜坡,枯水季节河道干枯,航道离岸很远,船舶无法靠岸装卸。如果采用直立码头延伸到河中,不仅码头造价高,而且在洪水期妨碍航行及泄洪,因此内河大部分中上游港口都采用斜坡轨道式码头。

货运斜坡码头典型装卸工艺为:浮式起重机—斜坡缆车—门式起重机(或轮胎起重机、固定起重机等)。典型的货运斜坡码头装卸工艺布置见图42-1。



图42-1 典型货运斜坡码头缆车装卸系统

港口货运斜坡缆车的主要功能为往返于浮吊船与岸边堆场之间,承担货物的垂直提升与水平移动双重运输任务。

国外航运发达的欧洲和北美洲,如德国的莱茵河、多瑙河、易北河、奥得河,法国的卢瓦尔河、罗纳河,意大利的波河,俄罗斯的第聂伯河、伏尔加河,美国的密西西比河,加拿大的纳尔孙河、圣劳伦斯河等河流航道都已渠化,水位差大多在几米,高则十多米,港口码头几乎均为直立式,其水文条件与我国的长江、西江上建设的码头工程大不相同。南美洲的亚马孙河上游大水位差港口采用了一种大型浮码头的装卸作业工艺方式,是根据当地具体条件确定的,颇具特色。

国内这种传统的斜坡码头装卸工艺是基于当时的技术条件设计形成的,设备通用性强,投资省,是一种适合我国国情、经济实用的内河大水位差码头装卸工艺方案。对内河上游装卸量不大的港口,这种作业方式基本上能满足使用要求。

42.2 机型分类及工作原理

港口斜坡缆车有货运斜坡缆车和客运斜坡缆车之分。

按缆车架长宽比,可分为纵向斜坡缆车和横向斜坡缆车。沿轨道方向为长,长宽比大于等于1时称为纵向缆车,小于1为横向缆车。一般集装箱缆车都为横向缆车,如图42-2所示,其余都为纵向缆车。



图 42-2　集装箱斜坡缆车(横向缆车,双车平衡式)

大多数缆车为双车平衡式(见图 42-2、图 42-3),即斜坡上设有两路缆车轨道,有两台缆车通过牵引绳系统使车架的自重得到平衡,一上一下地运送货物。只有极少数港口码头因自然条件、工程造价限制等原因,采用单车非平衡式的斜坡码头缆车装卸工艺方案。

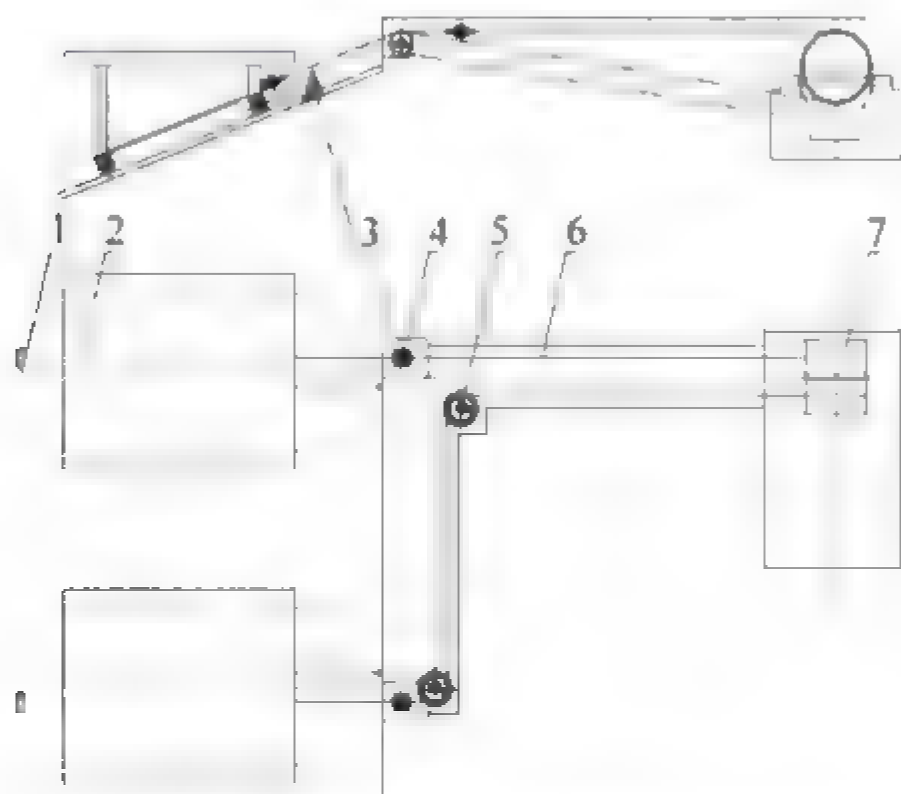


图 42-3　双车平衡式货运缆车系统
1—托辊;2—缆车架;3—逆止器;4—立式滑轮;5—卧式滑轮;6—牵引钢丝绳;7—提升机

42.2.1　双车平衡式货运缆车

双车平衡式货运缆车主要由若干钢丝绳托辊、两台缆车、两套牵引钢丝绳、两个立式滑轮、两个卧式滑轮、两个逆止器、一个同轴线的双卷筒提升机组成,如图 42-3 所示。其中一只卷筒可与主轴离合,可分别调整卷筒牵引钢丝绳缠绕长度,从而改变两台缆车在牵引系统中的相对位置,满足水位变化的要求。

双车平衡式货运缆车的工作原理为:一台缆车牵引钢丝绳为上出绳,一台缆车为下出绳,当提升机转动时,两只卷筒一收一放,两台缆车沿钢轨一上一下运行,将货物运到岸边或船边。双车平衡式最大优点是缆车自重平衡,能耗低,可提高浮吊船和岸边堆场的装卸作业效率。

42.2.2　单车非平衡式货运缆车

单车非平衡式货运缆车主要由若干钢丝绳托辊、一台缆车、一套牵引钢丝绳、一个立式滑轮、两个逆止器、一套单筒提升机组成。

单车非平衡式货运缆车工作原理为:电动机驱动提升卷筒缠绕钢丝绳,牵引钢丝绳带动缆车沿钢轨上下运行,将货物运送到岸边或船边。

42.2.3　客运斜坡缆车

客运斜坡缆车均为双车平衡式,与货运斜坡缆车基本相同,不同的地方是缆车增加了防雨轿厢、减震装置、夹轨器、全自动运行监控系统等,如图 42-4 所示。



图 42-4　客运斜坡缆车

42.2.4　横向缆车

横向缆车主要适应集装箱装卸运输,目的是降低缆车及货物的重心高度。内河斜坡码头坡度角多为 15°～30°,由于集装箱很长,如果采用纵向缆车,缆车江侧高达 5～9m,加上集装箱的高度,重心极其不稳,因此内河集装箱

码头都采用横向缆车,集装箱长度垂直于轨道方向,如图 42 2 所示。

42.3 斜坡缆车结构特点

42.3.1 缆车结构

缆车由车架结构、减震装置、车轮、钢丝绳绳头固定装置或滑轮等组成,如图 42-5 所示。

缆车车架有桁架结构与箱梁结构,20 世纪 50~70 年代,桁架结构居多。由于内河上游雾多及河水浸泡,车架锈蚀严重,重新除锈涂漆难度大,80 年代后基本采用箱形梁结构。箱形梁结构虽然较重,但两车平衡后增加驱动力仅是自重的 3%,但除锈涂漆维护工作大大简化,因此,箱形梁已成为缆车结构的首选。

缆车车轮组主要由车轮、轴承、轴、透盖、闷盖、轴套、密封圈、轴承座、减震弹簧等组成,如图 42-6 所示。

小吨位缆车可采用刚性车轮组,中等吨位缆车采用橡胶块减震,大吨位缆车采用弹簧减震。客运缆车为提高舒适性,无论大小,都采用橡胶或弹簧减震。

当缆车吨位和坡度较小时,牵引倍率为 1,缆车不用滑轮组,直接将牵引钢丝绳固定在车架下横梁上。如缆车吨位或坡度较大时,缆车上须按倍率配有滑轮组,滑轮采用标准热轧滑轮。客运缆车有的采用尼龙滑轮,通常,采用尼龙滑轮有利于提高牵引钢丝绳的使用寿命。

42.3.2 提升机

提升机作为码头斜坡缆车的动力装置,单缆车配单卷筒提升机,双缆车配双卷筒提升机。

双卷筒提升机主要由电动机、高速轴梅花联轴器、减速机、低速轴齿轮联轴器、主轴装置、双卷筒、盘式制动器、编码器、测速发电机、锁紧装置、联锁装置、液压系统、液压站、操纵台、副操纵台、闸瓦磨损装置等组成,如图 42-7 所示。

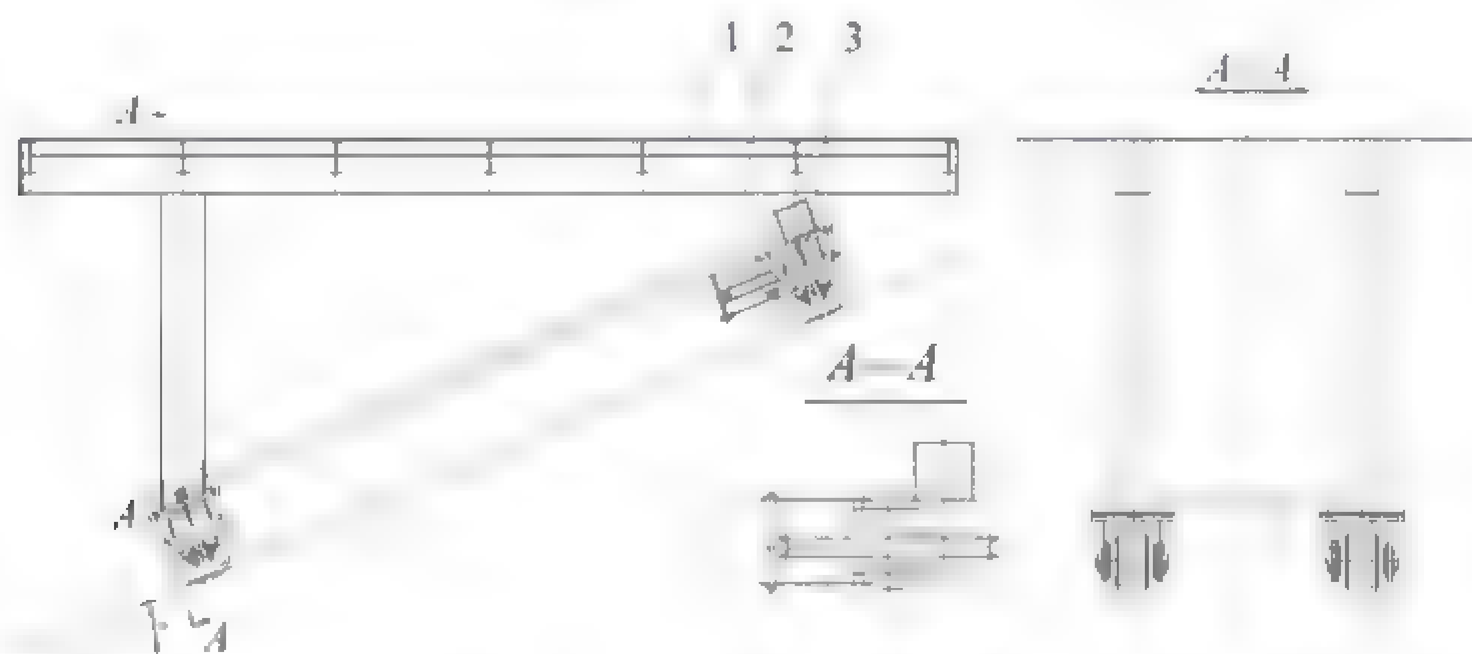


图 42-5 斜坡缆车结构示意图

1—车架;2—滑轮组;3—车轮组

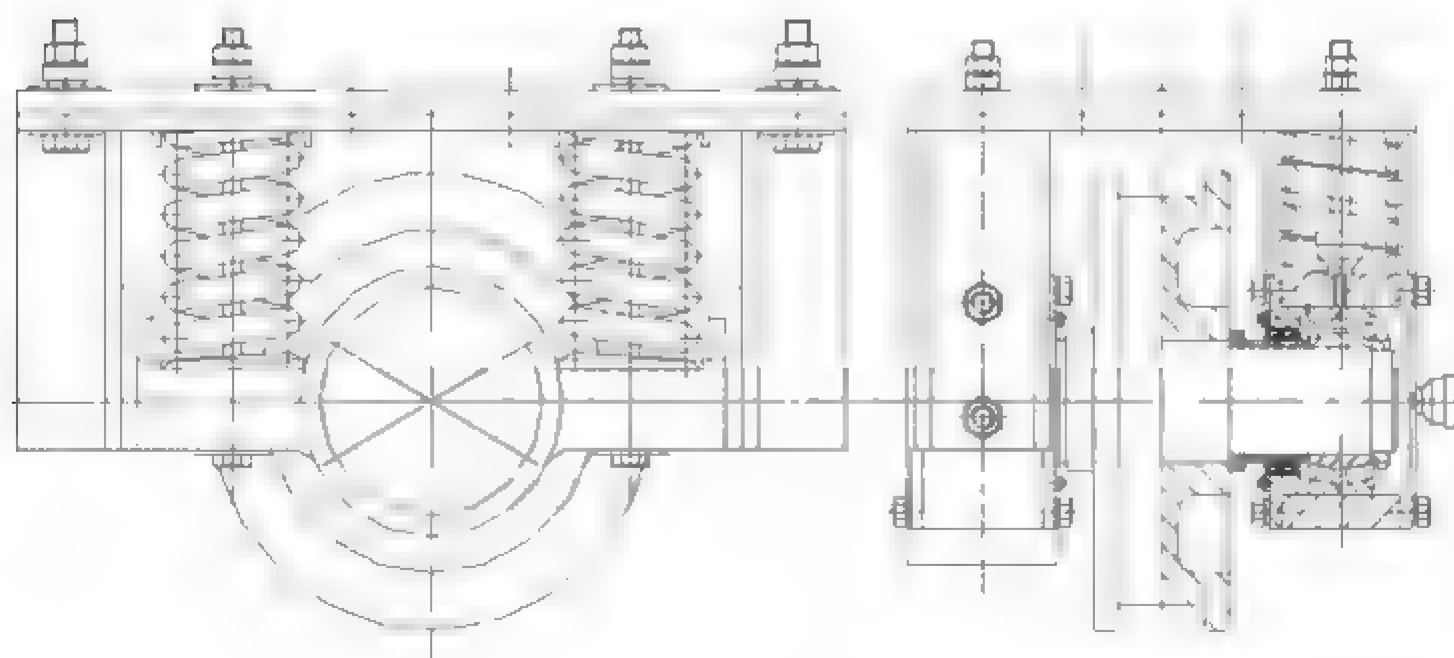


图 42 6 斜坡缆车车轮组

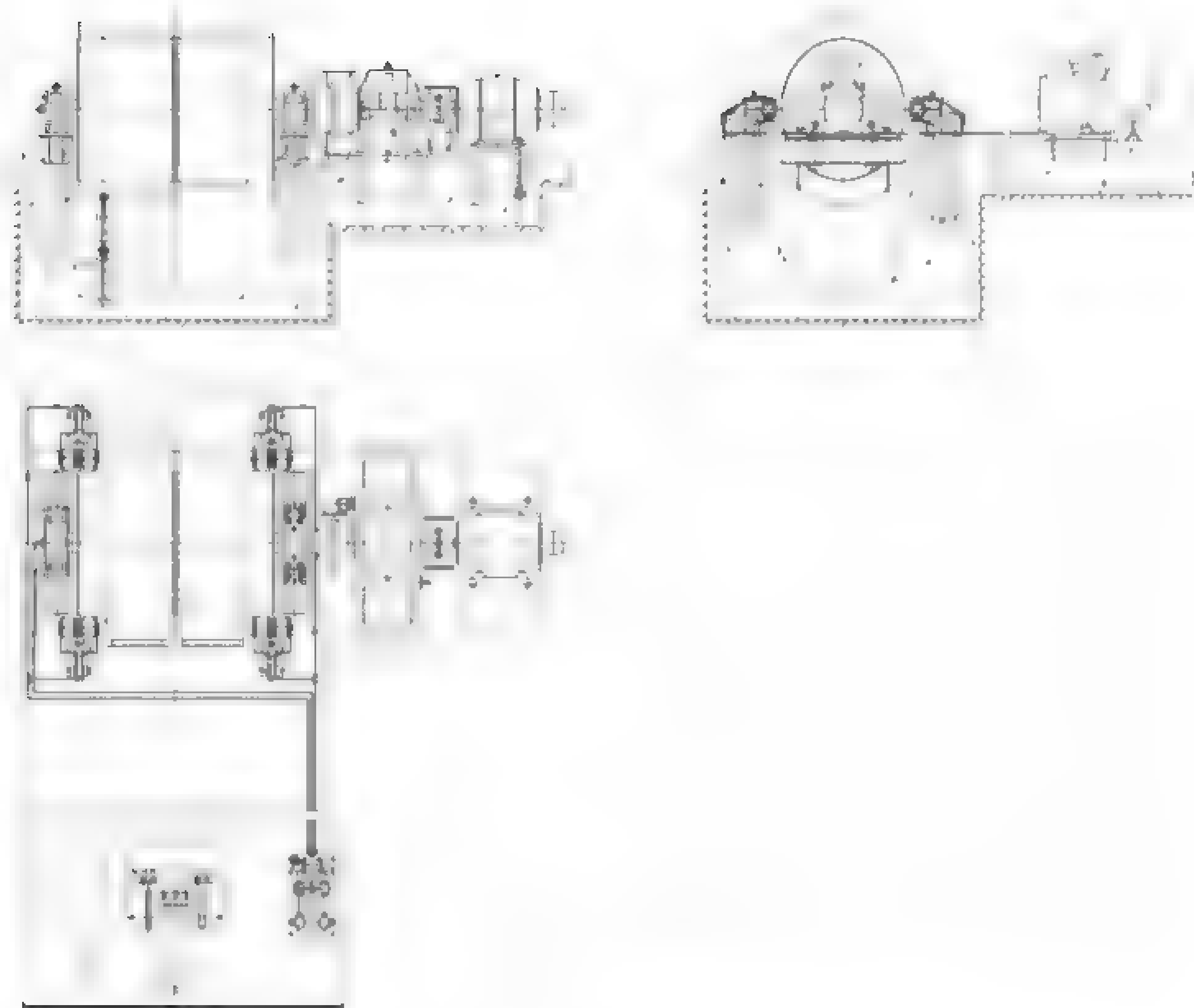


图 42-7　双卷筒提升机

单卷筒提升机除少了一个卷筒、一个离合器、一套联锁装置外，其余与双卷筒提升机相同。

双卷筒提升机的工作原理为：正常工况下，双筒一上一下出绳，分别卷绕2套钢丝绳牵引装置，驱动2台缆车上下运行。当河水涨落、行程变化时，需要调整两台缆车水侧的停车位，此时将双卷筒中由活动卷筒负责牵引的那台缆车拉到岸侧并予以制动，然后打开离合器，将活动卷筒与主轴分离，再将由固定卷筒负责牵引的另一台缆车运行调整到水侧新的停车位。此时调整工作已到位，再合上离合器，将活动卷筒与主轴连接，斜坡缆车将可以在新的河水水位下正常运行。

42.3.3　逆止器

逆止器有两种形式，弹簧复位伸缩式和重力旋转式。

弹簧复位伸缩式(见图 42-8)由底座、伸缩套、弹簧、弹簧导套、预紧螺栓等组成。

重力复位式(见图 42 9)由底座、旋转挡块、销轴等组成。

逆止器工作原理为：当限位开关失灵后，提升机过卷绕，缆车越过极限停车位，缆车横梁压下伸缩套或旋转挡块，并越过逆止器，撞

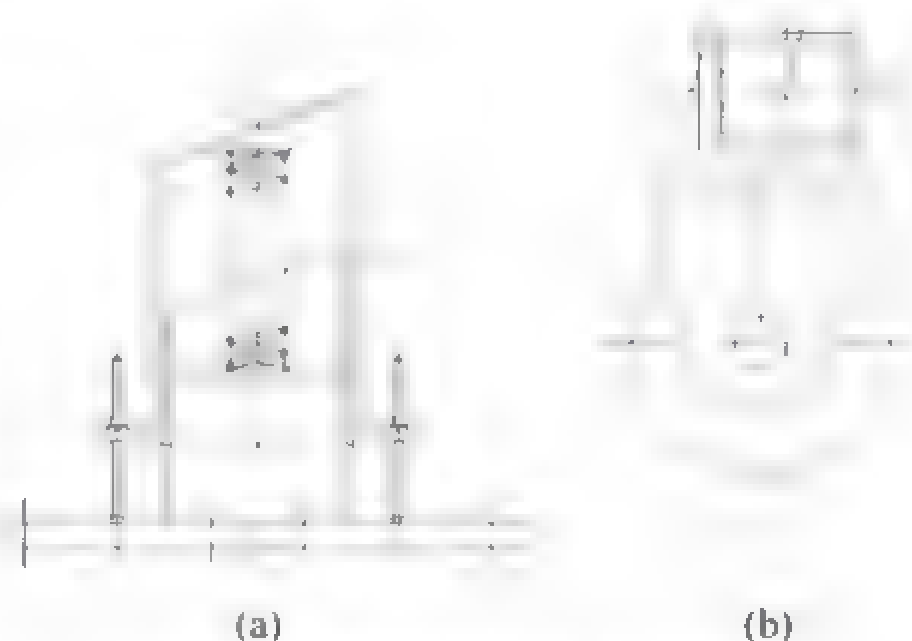


图 42-8　弹簧伸缩式逆止器

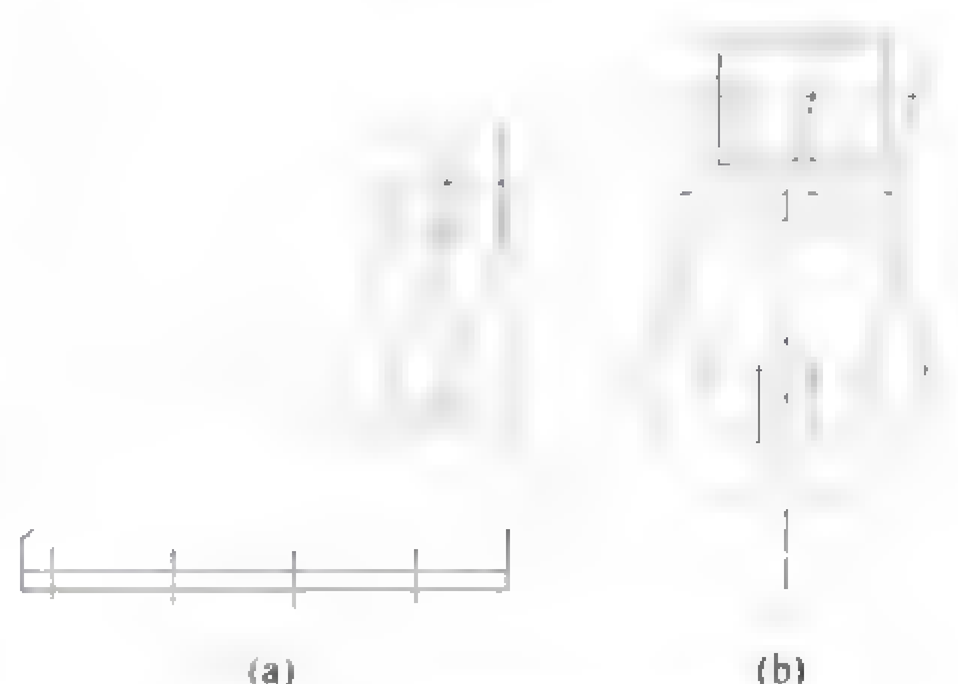


图 42 9　重力旋转式逆止器

击码头后，钢丝绳拉断，缆车下滑，此时逆止器伸缩套或旋转挡块在弹簧或重力的作用下复位，挡住缆车横梁，阻止缆车下滑，达到安全保护缆车的目的。

42.3.4 夹轨器

夹轨器主要用于客运缆车的防下滑安全保护，由夹钳臂、连杆、销轴、夹轨轴、拉耳、滑轮、钢绳、动力装置等组成。

夹轨器的工作原理为：当缆车牵引钢丝绳拉紧时，连杆上拉，带动夹钳臂松闸；当牵引钢丝绳断裂时，动力装置带动连杆下降，夹钳臂夹紧钢轨，迫使缆车停车。动力装置由弹簧、重锤、液压装置等构成，如图 42-10 所示。

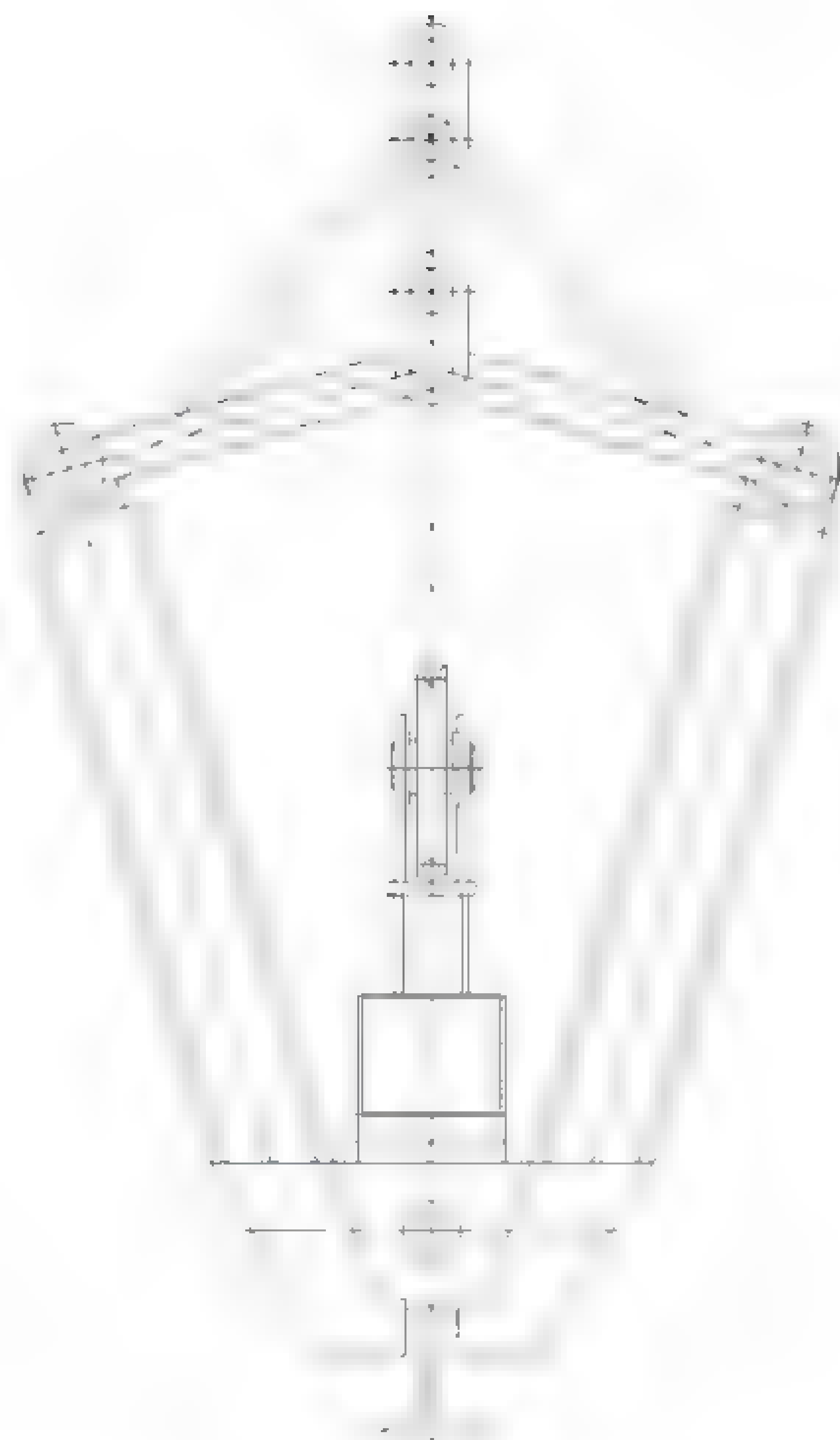


图 42-10 夹轨器

42.4 主要技术性能参数

1. 斜坡缆车总体参数表

港口斜坡缆车总体参数见表 42-1。

表 42-1 斜坡缆车总体参数

吨位/t	轨距/m	轴距/m	车轮数量	倍率
3	1.5	2.5	4	1,2
5	1.5	2.5,3	4	1,2
8	1.5,2	3,4	4	1,2
10	1.5,2	4,5,6	4	1,2
16	1.5,2	5,6	4	1,2
20	1.5,2,2.5	6,2×3m	4,6	2
25	2,2.5,3	4,5,6,7,3×1.5m,3×2m	4,6,8	2,3,4
30	3,4,5,6	3,4,5,6,3×1.5m,3×2m	4,6,8	3,4,5
40	4,5,6,7,8,9	4,5,6,3×2m	4,6,8	4,5,6

2. 单卷筒提升机主要参数表

斜坡缆车单卷筒提升机主要参数见表 42-2。

表 42-2 斜坡缆车单卷筒提升机主要参数

产品型号	钢丝绳		提升高度/m 一层/二层/三层	钢绳速度/(m/s)	电动机功率/kW
	静张力/kN	直径/mm			
JTP1.2×1 $\frac{24}{30}$	30	20	125/287/464	1.94	55
				2.55	75
JTP1.2×1.2 $\frac{24}{30}$			158/354/565	1.55	45
				2.0	75

续表

产品型号	钢丝绳		提升高度/m 一层/二层/三层	钢绳速度/(m/s)	电动机功率/kW
	静张力/kN	直径/mm			
JTP1.6×1.2 $\frac{20}{24}$	45	24	175/392/627	4.1	185
					215
				3.03	155
				2.41	115
JTP1.6×1.5 $\frac{20}{24}$			230/503/796		130
				3.41	155
				2.53	110
				2.0	95
JK2.0×1.5 $\frac{20}{30}$	62	24	305/650/1025	5.1	310
				3.8	240
					—
JK2.0×1.8 $\frac{20}{30}$			375/797/1246	3.4	215
				2.55	155
JK2.5×2 $\frac{20}{30}$	83	28	448/945/1475	4.8	737
				3.8	588
JK2.5×2.3 $\frac{20}{30}$			525/1100/1712	3.2	736
				2.55	585
JK3×2.2 $\frac{20}{30}$	135	36	458/996	3.8	450
JK3.5×2.5 $\frac{20}{30}$	170	40	458/996	5.3	904
				4.45	758

42.5　选型注意事项

斜坡缆车设计选型时应注意以下问题：

（1）斜坡缆车的缆车架一般为非标设计，应根据货物体积重量决定缆车台面尺寸。

（2）车轮数量根据缆车重量及水工结构容许的轮压进行计算。

（3）运行速度高的缆车，其车轮数量不宜太多。

（4）滑轮倍率根据提升机规格选取，提升机尽量选择标准的提升机，卷筒缠绕层数不宜大于2。在标准提升机产品目录缺档的情况下才可设计非标提升机。

42.6　技术标准与规范

港口斜坡缆车的设计、制造、运输、安装、调试、检验和验收应遵循或参考表42-3中的标准与规范。

表42-3　港口斜坡缆车技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	JT/T 568 2004	《港口货运斜坡缆车安全规程》
2	JTS 197 2011	《港口货运缆车安全设施技术规范》
3	JTS 196-7 2007	《长江三峡库区港口客运缆车安全设施技术规范》
4	GB/T 19402 2012	《客运地面缆车安全要求》

第43章

内河散货码头汽车装船桥

43.1 概述

中国是一个内河航运发达的国家，2013年年末全国内河航道通航里程为12.59万km，其中一级航道1395km，二级航道3043km，三级航道5763km，四级航道8796km，五级航道8600km，六级航道19190km，七级航道18113km，等外航道6.10万km。

表43-1为《内河通航标准》(GB 50139—2014)规定的我国内河航道等级划分标准。

表43-1 内河航道等级划分

航道等级	一级	二级	三级	四级	五级	六级	七级
船舶吨级/t	3000	2000	1000	500	300	100	50

中国中西部内河沿线地区多为山区，公路运输条件较差，港口多为斜坡式简易码头，甚至连简易码头都没有，只是岸边滩涂。散货运输一般采用自卸汽车运输。另外内河散货码头由于堆场区域狭窄，场地不规则、不平整，难以建设现代化的带式输送机系统进行输送、堆场和装卸船作业。

因此，为提高码头作业效率，在内河航道和湖泊、库区等散货码头（如煤炭、矿石码头等）较多地使用一种散货自卸汽车装船桥，用于敞口散货船舶的装船作业。也有采用悬臂式带式输送机装船，但由于装船效率较低，船舶平仓困难，落料点高度无法调整，扬尘污染严重，且需要配合带式输送机喂料的流动机械较多，安全性较低，所以应用不多。本节主要介绍内河较为广泛应用的自卸汽车散货装船桥。

另外，内河装船桥作业船舶多采用自卸船，散货通过船舶自带的输送机系统，即可完成卸船作业。

这样，在经济相对不发达的中西部内河沿线地区，就形成了投资较少的自卸汽车公路运输—简易散货装船桥装船—自卸船水路运输—自卸船卸船的公路水路散货联运模式。

装船桥装船作业时，自卸式散货汽车沿坡道倒车至卸船位置，车斗靠自身液压缸顶起后倾，散料自行滑落到敞口船舱里。

装船桥装船货种包括煤炭、矿石、砂石、化肥等散货，通过自卸车进行装船作业，具有速度快、效率高、成本低、维护少等优点，在我国沿江沿河、湖泊、库区等小型内河码头应用较多。

图43-1所示为葛洲坝库区某散货码头的散货装船桥，图43-2所示为镇江德龙港散货装船滑板。

43.2 装船桥的特点、分类及适用范围

散货装船桥适应范围广，可广泛用于内

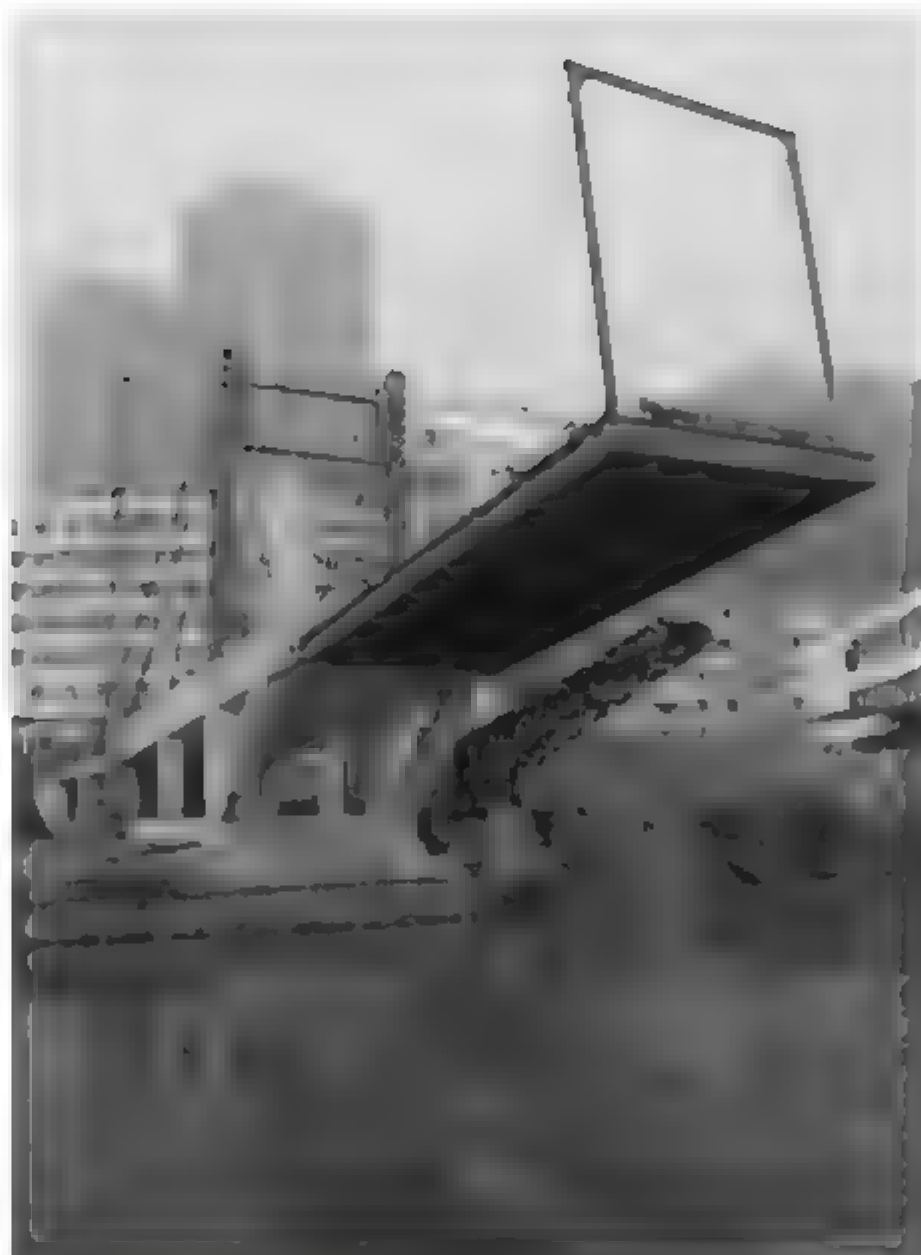


图 43-1　葛洲坝库区某散货自卸车装船桥



图 43-2　镇江德龙港散货装船滑板

河、湖泊、库区，甚至沿海港湾小型码头，具有投资小、结构简单、维护方便等优点，但同时也有扬尘污染较重、对西部山区内河大水位差直立式码头适应性较差的不足。

装船桥按其结构形式不同，主要分为以下四种类型。

43.2.1　不带滑板和俯仰桥的简易装船桥

该类型适用于湖泊和库区等水位变化不大、经常作业船舶型宽较小的内河散货敞口码头，如图 43 3 所示。这种装船桥只有一段固定式坡道，坡道端部上方车道为水平段，对船舶的适应性较差，应用不多。

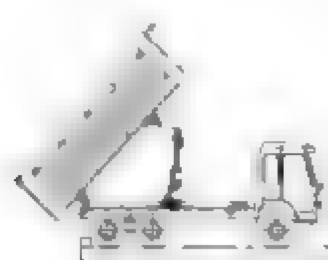


图 43-3　散货简易装船桥

43.2.2　带滑板、不带俯仰桥的装船桥

这种装船桥被广泛应用于内河小型散货码头，一般叫"装船滑板"，简称"滑板"，适用于内河、湖泊和库区等水位变化不大、经常作业船舶型宽较大的内河散货码头，如图 43-2 和图 43-4 所示。

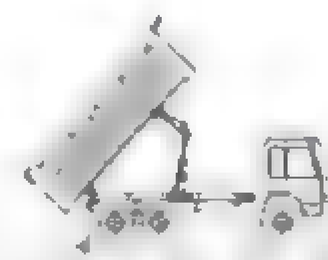


图 43-4　散货自卸车装船滑板

43.2.3　不带滑板、带俯仰桥的装船桥

该类型适用于内河、库区等水位变化较大的内河散货码头，但经常作业的船舶型宽一般较小，或需要船舶横向移动配合船舱内平料，如图 43-1 和图 43-5 所示。

43.2.4　带俯仰桥和滑板的装船桥

该类型适用于内河、库区等水位变化较大、经常作业船舶型宽较大的内河散货码头，见图 43 6。这种装船桥的结构复杂、维护不便、投资较大，应用不是太多。

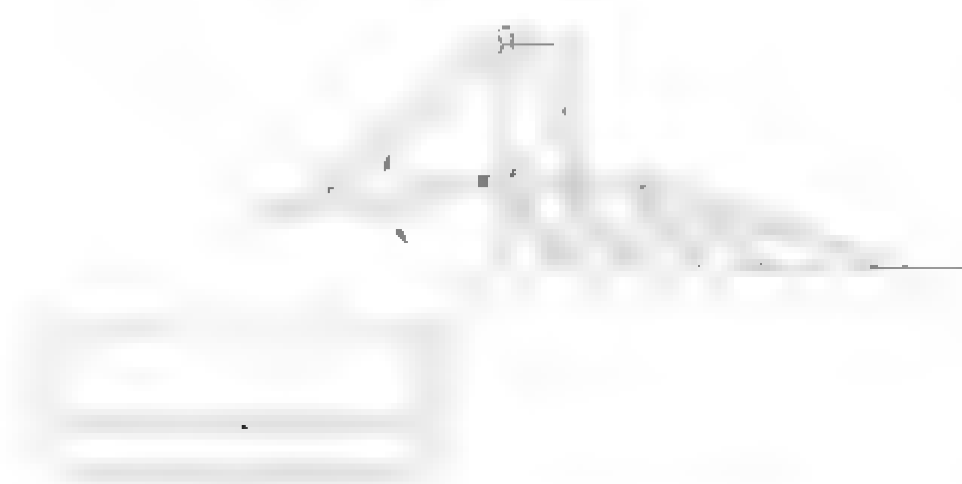


图 43-5 只带俯仰桥的装船桥

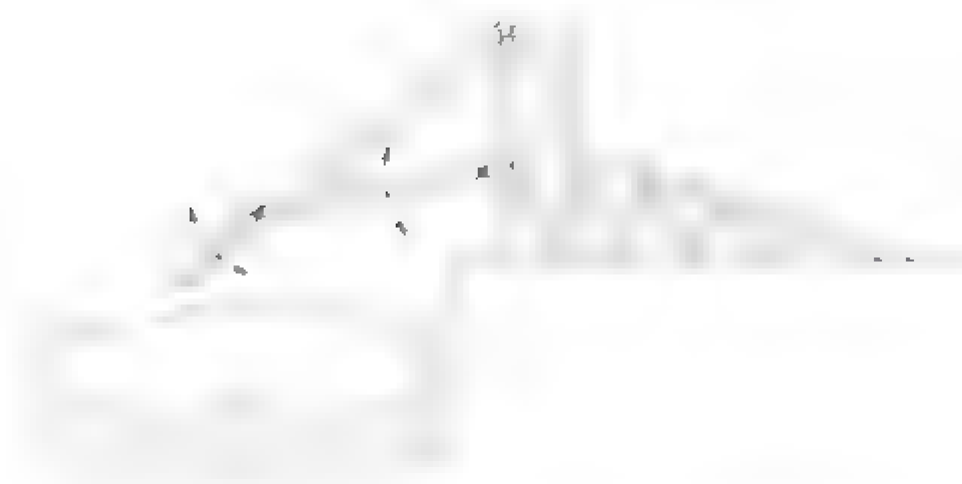


图 43-6 带俯仰桥和滑板的装船桥

43.3 装船桥结构分析

内河散货装船桥一般由以下几个部分组成：固定坡道、俯仰钢板桥(简称俯仰桥)、俯仰桥俯仰机构、汽车车挡、摆动导料滑板、导料滑板摆动机构、电气控制与安全保护系统及司机室等。固定式坡道和俯仰桥上部均需要供自卸汽车行驶，因此应满足路面防滑要求。

装船桥作业时，船舶舱内横向均料一般靠装船桥导板的前后摆动来实现，而船舶纵向料位调整则靠船舶前后移位来实现。

1. 固定坡道

固定坡道是散货装船桥与码头地面之间的衔接过渡部分，可为钢结构、混凝土结构或钢混结构，坡度应满足汽车的倒车行驶要求，一般不超过12°，宽度不小于4m。

2. 俯仰钢板桥及其俯仰机构

俯仰钢板桥是装船桥的车道前伸部分，如图 43-1 和图 43-5 所示。俯仰桥的后部与固定坡道前部铰接，俯仰桥可沿此铰轴俯仰，其俯仰动作由俯仰机构驱动。俯仰机构一般为钢丝绳牵引方式，同时为提高作业安全性，防止钢丝绳断裂时俯仰桥跌落，作业时需要采用安全钢丝绳拉住俯仰桥。俯仰桥的长度可根据水位差大小、河床坡度及船型来选定。俯仰桥上下俯仰变化后与固定坡道之间的夹角应满足自卸车辆的通行要求。

俯仰桥为可选部件，使用俯仰桥后可大大提高装船桥对大水位差和船型的适应性。

3. 汽车车挡

装船桥汽车车道的最外侧端部装有倒车安全车挡，防止自卸汽车倒车后越界落水。

4. 摆动导料滑板及其摆动机构

可前后摆动的导料滑板可以很好地进行船舱内的平料要求，滑板的摆动一般采用钢丝绳牵引驱动方式。导料滑板为可选件。

5. 电气控制与安全保护系统

电气控制与安全保护系统是装船桥作业的控制与安全保护系统。装船桥作业时，自卸车何时允许上桥，船舶是否移动到位，导料滑板是否摆动到位，是否允许汽车卸料装船等，均由装船桥司机发出指令。汽车司机根据装船桥司机的指令操作自卸车。图 43-7 所示为镇江德龙港装船滑板设置的红绿灯控制系统，自卸车司机根据红绿灯的变化操纵汽车倒车上桥、卸车装船等。



图 43-7 镇江德龙港装船滑板的红绿灯控制系统

43.4 经常作业的自卸船舶

内河散货装船桥经常作业的船舶多为自卸船。这种船舶不需要其他卸船机械辅助卸船，靠其自身的卸船输送机系统即可自行完成卸船作业。

我国早期的自卸船吨位较小，主要航行于

长江上游支流和湖泊内，图43 8所示为小型自卸船。近几年自卸船的吨位越来越大，最大船长已经达到100m左右。如2010年建造的“兴兆海58”自卸运沙船总长为83.80m，船长为79.6m，型宽为15.2m，型深为5.20m，满载吃水为3.90m，满载排水量达到4100t，只能在内河一级主航道和深水库区航行，如图43-9所示。



图43-8　小型自卸船



图43-9　“兴兆海58”号自卸运沙船

自卸船与普通散货船的不同在于：

(1) 船舱断面一般呈V字形，散料可以自行滑落到V形舱底的输送机上；

(2) 增加了一套自卸船输送机系统，输送机卸料点一般位于船的艏部前方。

图43-10(a)所示为2010年建造完成的3300t砂石自卸船外形，图43-10(b)所示为该自卸船的V字形敞口舱。

自卸船的输送机系统主要有两种形式：

(1) 采用一条带式输送机，由船舶舱底后部向前输送物料至输送机头部，输送机头部物料可以堆放到岸边简易码头地面上，或直接卸载到汽车车斗里。

(2) 输送机系统由两条输送机搭接组成，一条位于自卸船V形船舱的底部，可采用带式输送机或螺旋式输送机；另一条自船首向前伸出，为带式输送机。有的卸船输送机还可以绕其尾部垂直轴线回转，船舶正常航行时，卸船输送机向后回转到船舶上部，以方便船舶航行，但应用不多。

另外，许多向外伸出的卸船输送机可以做俯仰动作，甚至伸缩动作，方便船舶通过船闸、桥梁等设施。

43.5　装船滑板的主要技术性能参数

表43-2为镇江德龙港务联运有限责任公司机械分公司制造的500～2000t散货装船滑板的主要技术性能参数。



(a) 外形



(b) V字形敞口舱

图43-10　3300t砂石自卸船

表 43-2 500～2000t 装船滑板主要技术参数

滑板型号		500～2000t
设计生产效率/(t/h)		600
通过车辆最大吨位/t		50
规格尺寸	总长度/m	28
	总高度/m	7.5
	总宽度/m	4.2
	滑板长度/m	5
	坡度/(°)	7
JM5T 卷扬机	额定拉力/kN	50
	钢丝绳型号	6×37-21.5
	钢丝绳额定速度/(m/min)	9
	钢丝绳倍率	4
	电动机型号	YZR160L-6
	电动机功率/kW	11
	液压推杆制动器	YWZ-300/45
安全警示		道闸与红绿灯配套使用

43.6 装船桥设计与选型注意事项

装船桥的最大特点是结构简单，投资小，维护方便，其设计和选型应注意以下几点：

(1) 应根据水位变化值合理选择装船桥的结构形式，水位差较大的码头应优先选用带俯仰钢板桥的结构形式。

(2) 经常作业的船舶型宽较大时，应优先选用带导料滑板的装船桥，以实现快速平仓的目的。

(3) 装船桥的固定坡道和俯仰桥应注意其坡度和防滑性能满足车辆行驶要求。

43.7 技术标准与规范

装船桥可参考的标准及规范见表 43-3。

表 43-3 装船桥技术标准与规范

序号	标准编号	标准名称
1	GB 50139—2014	《内河通航标准》
2	JTS 152—2012	《水运工程钢结构设计规范》
3	QC/T 222—2010	《自卸车通用技术条件》

第44章

港口输油臂

44.1 概述

44.1.1 功能及应用

港口输油臂是用于港口码头、船舶、陆域管道之间输送液态介质的一种港口装卸作业设备，主要用于输送石油及石油产品，也适用于输送船舶压舱水和其他非腐蚀性液体。采用特殊材质制造的输油臂，也可进行液化天然气、液化石油气和其他腐蚀性化工产品的输送。近年来，港口输油臂在国内外众多油品及液体化工码头得到了广泛的应用。

港口输油臂三向回转接头的设计，使设备具有空间三维可动性，能够确保船舶在不同的潮汐、吃水条件下安全作业，同时也能够适应由于浪涌所造成的船体不规则运动。

港口输油臂的应用，在提高码头的作业效率、自动化程度、安全性以及降低作业人员的劳动强度和操作危险性等方面发挥着极其重要的作用，已经成为现代化的油品及液体化工码头装卸作业中不可缺少的关键设备。

我国在港口输油臂的研发和利用领域与国外相比差距较大。在20世纪80年代以前，很少有油品码头使用港口输油臂进行装卸船作业，即使在20世纪80年代初期，少数码头使用的输油臂也完全从国外进口。

我国对输油臂的研发始于20世纪80年代中期，最早的一台是由大连理工大学（原大连工学院）与大连港设计院合作设计，为大连港新港油品码头制造的DN200输油臂。虽然我国在港口输油臂的研发领域起步较晚，但随着改革开放的不断深入，尤其是近年来，随着国际原油市场的飞速发展，国内油品码头建设步伐也随之加快，我国在港口输油臂的研发及应用领域也有了长足进步，基本上实现了输油臂的国产化。

随着技术的进步，输油臂的研发也逐步走向系列化、大型化，控制系统也由手动、电动发展到遥控。在使用安全性方面，很多输油臂都逐步配置了紧急脱离装置，在作业过程中出现紧急状态时能够确保设备的安全。在操作安全便利性方面，很多输油臂都逐步配置了液压快速连接器，操作更为安全方便。

尽管国内在港口输油臂的研发方面取得了较大的进步，但与国外相比仍有差距，主要表现在大型输油臂研发落后。目前国内自行研制的港口输油臂最大口径为DN500，国外早在20世纪70年代就有DN600的产品。在紧急脱离装置及液压快速连接器研究方面差距也较大，目前国内大多采用进口产品。

44.1.2 国内外发展概况

1. 国外发展现状与趋势

1）主要生产商

国外港口输油臂的发展已经有近60年的

历史。到目前为止，整个港口输油臂的国际市场几乎已被几个早期的老牌公司所垄断，许多小型制造企业已逐步退出了该领域。其中比较著名的公司包括法国的 FMC Technologies 公司、英国的 Woodfield 公司以及日本新泻铁工所。

法国的 FMC Technologies 公司是目前世界上港口输油臂制造领域第一大公司，占有全球 50%以上的市场，先后在世界范围内生产制造港口输油臂 8000 多台。其在 1956 年制造出世界上第一台港口输油臂，并在 1963 年生产出世界上第一台 LNG 港口输油臂，在 1969 年生产出至今为止世界上最大口径的港口输油臂，输送口径达到 600mm。尤其是近年来，其发展速度显著加快，这无疑得益于世界油品码头建设的提速。无论在技术、生产能力还是市场占有率方面，FMC 公司均处于世界领先地位。FMC 公司在 2006 年青岛港油港公司 4 台 16in 船用输油臂的公开招标中一举中标，顺利地打开了中国市场，其依靠的就是领先的技术水平。图 44-1 所示为 FMC 公司研制的港口输油臂。

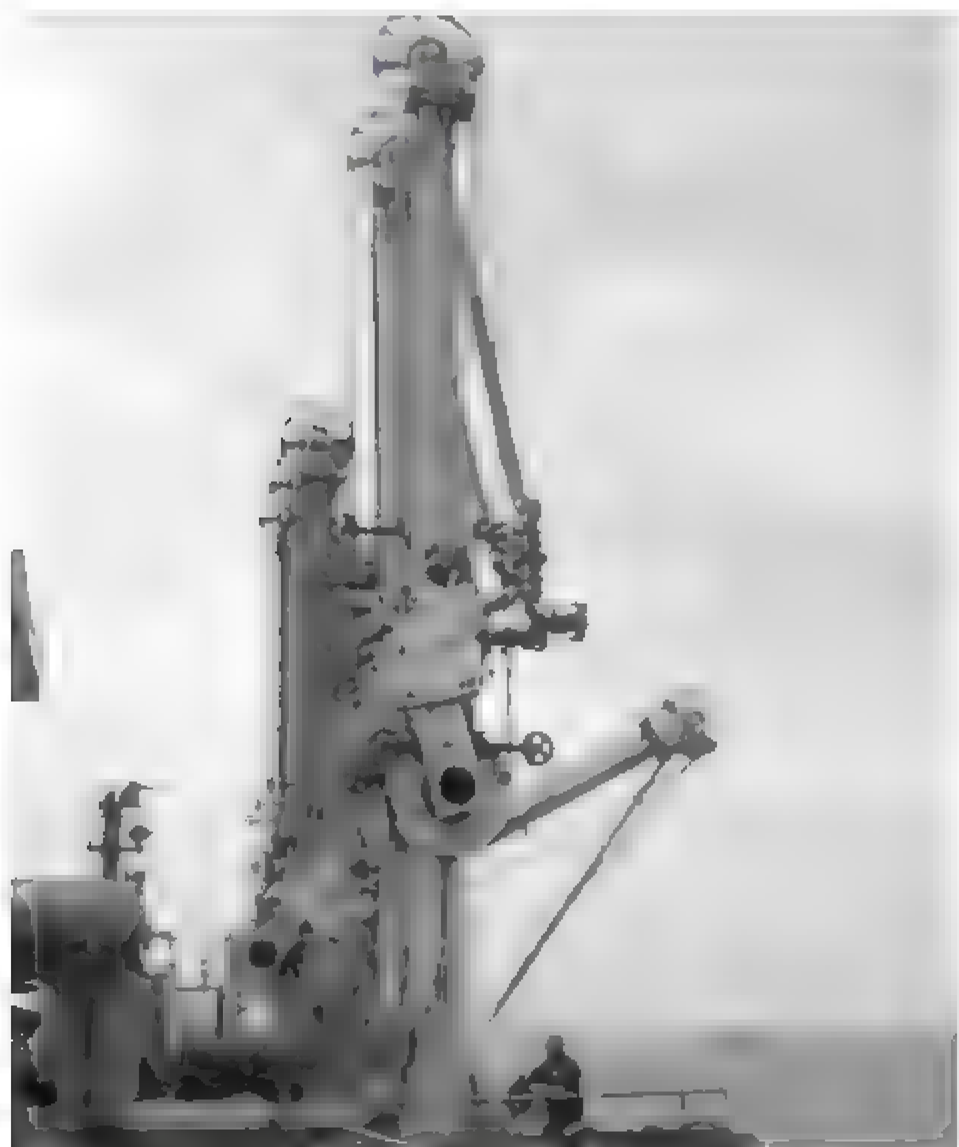


图 44-1　FMC 公司研制的港口输油臂

英国的 Woodfield 公司也是一家传统的港口输油臂制造公司。它与 FMC 公司在港口输油臂制造领域同时起步，目前在国际市场上也占有一定的市场份额，同样可以生产 DN100～DN600 各种规格型号的港口输油臂。该公司主要的优势在于特种港口输油臂的生产，比如用于输送化工原料、LNG、LPG 以及其他的低温流体，其输送介质的温度范围为－164～＋200℃，同时还可以生产用于输送具有腐蚀性化工产品的港口输油臂。

日本新泻铁工所也是一家传统的港口输油臂制造公司，它在早期甚至与 FMC 公司并驾齐驱，占有很大市场份额。尤其是它在 20 世纪 80 年代初就进入了中国市场，中国早期的港口输油臂几乎都从日本进口。但近年来，由于其在技术方面已落后于 FMC 公司，在国际市场上没有价格优势，市场份额逐步开始下滑，但其在港口输油臂关键部件——回转接头的密封技术上仍处于领先位置，这主要得益于其先进的加工技术和优良的材料性能。

此外，国外还有一些原来生产港口输油臂的企业已逐步退出市场，转而研究港口输油臂的关键部件。比如意大利的 MIB 公司，现在已成为输油臂回转接头、紧急脱离装置和液压快速连接器的专业生产厂家，而且其在该技术方面的研究处于国际领先水平，设备附加值高。以一台 16in 港口输油臂为例，其紧急脱离装置的价格甚至高于整台设备本体结构的价格。

2）主要发展趋势

随着国际原油市场的飞速发展，港口输油臂的发展也日趋加快，技术水平不断提高。其发展趋势主要表现在以下几个方面：

（1）随着油品码头建设及油品运输船舶的大型化，为了提高码头的作业效率，港口输油臂的发展也日趋大型化。尤其是近年来中国的油品码头建设步伐很快，继 2004 年大连港 30 万吨级油品码头建成投产以来，青岛港在 2006 年建成 30 万吨级油品码头，天津港在 2007 年将原有的 15 万吨级油品码头改造成 30 万吨级油品码头。大连港在新港及长兴岛建设 2 座新 30 万吨级油品码头，其实际靠泊能力可达到 45 万吨，可以满足现有世界上最大的油轮靠泊。

(2) 随着液压及电子技术的发展,港口输油臂的控制系统将会越来越先进。早期的输油臂因为型号小,运行阻力小,手动即可实现操作。随着港口输油臂的加大,手动操作已很难实现,进而出现了液压控制系统操作,目前已发展到遥控操作。随着液压及电子技术的不断提高,未来的控制系统将更加简单可靠,操作将更加便利。

(3) 随着需求的发展,港口输油臂的安全性也会逐步提高,紧急脱离装置已得到广泛的应用。目前,在国外港口输油臂的紧急脱离技术与装置已经很成熟,但由于价格原因国内目前并没有广泛采用。随着国内相应产品的研发成功,将进一步提高设备的安全性。

(4) 从操作方便、安全角度来考虑,液压快速连接器也得到广泛的应用。随着港口输油臂的大型化,人工对接也变得更加困难,甚至于无法实现顺利对接,同时操作也很不安全。因此,液压快速连接器的选用将是一种必然趋势。

2. 国内发展现状与差距

国内对港口输油臂的研究较国外起步晚,国内在20世纪80年代才开始对港口输油臂开展研究。国内1985年由大连理工大学与大连港设计院合作完成第一台港口输油臂的设计,即为大连港新港油品码头设计制造的DN200输油臂。

随着我国油品码头建设步伐的加快,我国在港口输油臂的研发领域也不断发展,逐步形成了一些较有规模的生产企业,主要有大连港机械有限公司、江苏连云港中国远洋流体装卸设备有限公司等。

尽管我国在港口输油臂的研究领域起步较晚,但发展速度却十分迅速。目前,国产输油臂已包括DN100～DN500各种规格型号,操作也可以根据需求实现手动、液动和遥控控制,基本上满足了目前国内油品码头的生产需求。而且,在国内由于价格上的优势,国产港口输油臂基本上垄断了国内市场。

大连港机械有限公司在20世纪80年代初期就开始对港口输油臂进行研究,并在1985年制造完成国内第一台港口输油臂,在1993年研制成功国内第一台DN300港口输油臂,在2003年研制成功当时国内最大口径的DN400自支承式港口输油臂,2005年研制成功目前国内最大口径的DN500输油臂(见图44-2)。港口输油臂作为该公司的主导产品之一,已在国内生产制造、安装200余台套,在环渤海区域占有较大的市场。



图44-2　大连港机械公司输油臂

尽管我国在港口输油臂的研发方面取得了一定的成绩,但与国外相比仍有很大的差距。主要表现在大型港口输油臂的研发、特种港口输油臂(用于输送具有腐蚀性的化工产品、高温及低温流体等)的研发以及输油臂的紧急脱离装置和液压快速连接器的研发等方面。因此,在港口输油臂的研发方面,国内科研机构和制造单位还有很多工作要做。

44.2　主要特点、分类及适用范围

44.2.1　主要特点

港口输油臂作为港口码头、船舶歧管、陆

域管道之间的输送设备，和以往的装卸软管相比，其有以下优点：

(1) 作业效率高。可根据码头的实际需求、泊位作业能力的大小，配备规格和数量相当的港口输油臂，使码头的作业能力得到最大利用。

(2) 自动化程度高。作业过程可以实现遥控，减少人力使用。

(3) 作业安全性高。由于作业过程中很少使用人力，降低了作业的危险性；同时一些配套安全装置的使用，也确保了船舶在出现意外时能及时与设备脱离，确保船舶及设备的安全。

(4) 投资较大。与传统的软管作业相比，输油臂的投资大、码头基础条件要求高、建设周期长，但凭借其自身的优势，港口输油臂的广泛应用已成为必然趋势。

44.2.2 分类

1. 按驱动方式分类

输油臂按驱动方式分为手动型(见图 44-3、图 44-4)和液压驱动型(见图 44-5、图 44-6)。

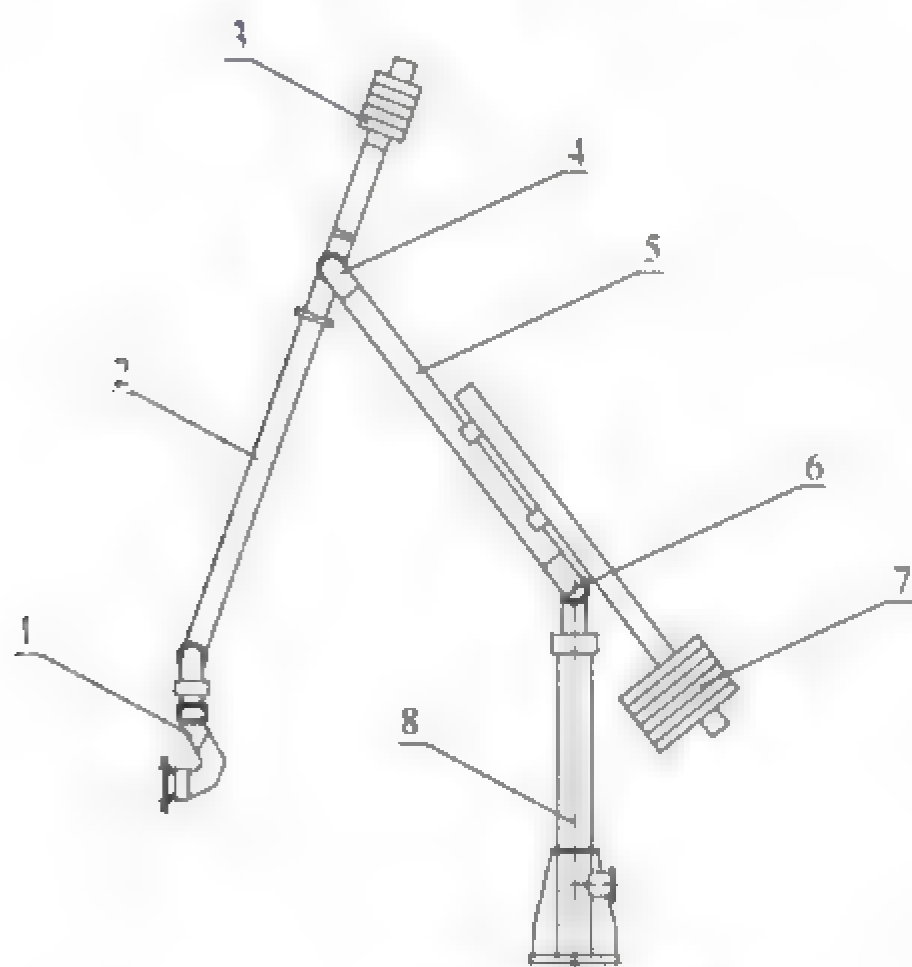


图 44-3 手动型输油臂简图

1—三向回转接头；2—外臂；3—副平衡重；4—头部回转接头；5—内臂；6—中间回转接头；7—主平衡重；8—立柱

2. 按支承形式分类

输油臂按支承形式分为自支承式(见图 44-3～图 44-5)和独立支承式(见图 44-6)。

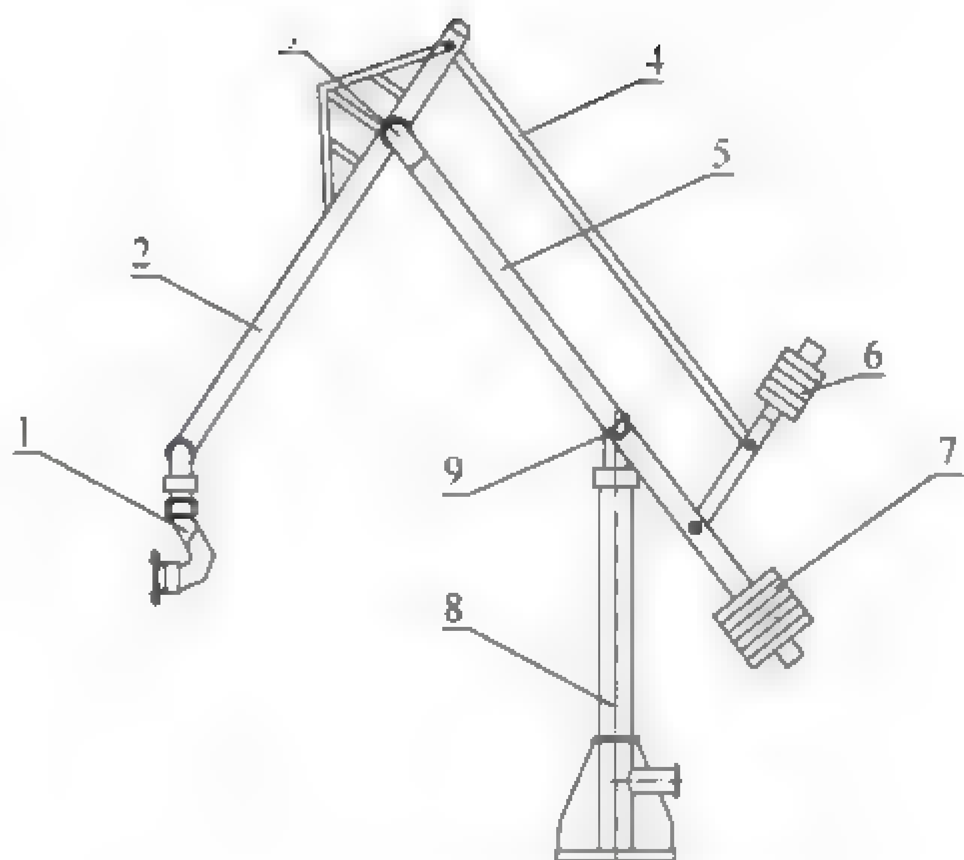


图 44-4 连杆结构输油臂简图

1—三向回转接头；2—外臂；3—头部回转接头；4—连杆；5—内臂；6—副平衡重；7—主平衡重；8—立柱；9—中间回转接头

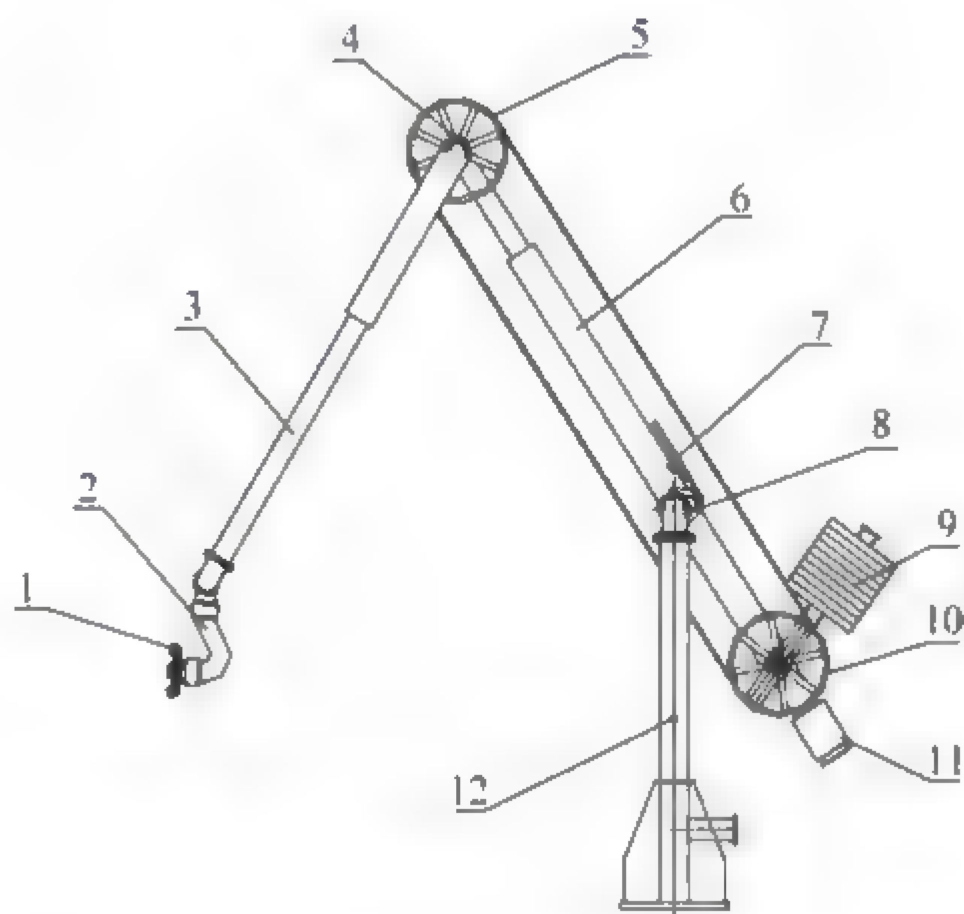


图 44-5 液压驱动型绳轮结构输油臂简图

1—快速连接器；2—三向回转接头；3—外臂；4—头部回转接头；5—上绳轮；6—内臂；7—液压驱动机构；8—中间回转接头；9—副平衡重；10—下绳轮；11—主平衡重；12—立柱

另外，港口输油臂按照其口径的大小可分为 DN100～DN600 不同规格型号。按照输送介质的不同，可分为普通输油臂和特种输油臂。

但总的来讲，港口输油臂一般都根据其结构来分类，因为无论何种规格、何种性质输油臂在主体结构上基本相同，本手册将按照结构

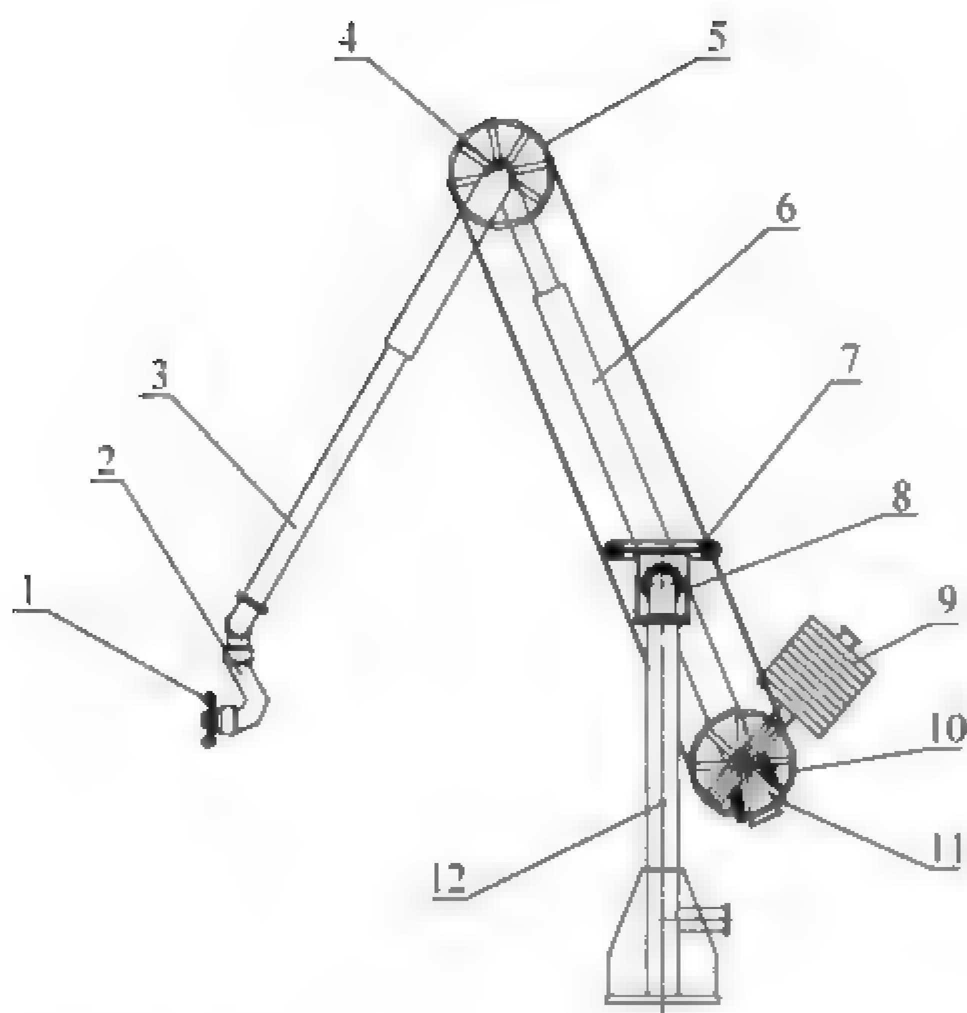


图 44-6 独立支承式输油臂简图

1—快速连接器；2—三向回转接头；3—外臂；4—头部回转接头；5—上绳轮；6—内臂；7—液压驱动机构；8—独立支承装置；9—副平衡重；10—下绳轮；11—主平衡重；12—立柱

分类对输油臂进行介绍。

1）自支承式输油臂主要结构及组成

自支承式港口输油臂其90°弯头不仅是输送介质元件，同时也承载了很大的载荷，尤其是中间部分的90°弯头承载了整个内外臂及平衡系统的重量，受力大。因此中间回转接头和90°弯头是自支承式港口输油臂结构中最为重要的部件，对整个输油臂的设计制造起着决定性的作用。

自支承式港口输油臂和独立支承式输油臂相比，具有结构简单、外形美观，驱动系统简单，使用可靠性高，密封性能好，安装精度易控制等优点。同时也有一些不足，由于回转接头及90°弯头受力较大，在选材和制造方面的要求较高，同时在更换密封件时难度较大，制造成本较高。

自支承式港口输油臂主要由立柱、内臂、外臂、回转接头、快速连接器、紧急脱离装置、支承装置、平衡系统、绳轮系统、锁紧装置、液压及电控系统、限位装置、真空断流器、绝缘法兰装置等组成，可根据需要配置动力、操作、控制、清洗、排空系统及紧急脱离装置和支承装置等。

2）独立支承式输油臂主要结构及组成

独立支承式港口输油臂与自支承式港口输油臂相比，其主要特点是在输油臂的90°弯头连接处加设一个90°的弯板，90°的弯板取代90°弯头而承载。由于弯头不受力，在更换密封件时较方便，但密封间隙不好调整，加工难度较大，经常有渗漏现象。

独立支承式港口输油臂的结构组成与自支承式港口输油臂基本相同，主要由立柱、90°弯板、内臂、外臂、回转接头、快速连接器、紧急脱离装置、支承装置、平衡系统、绳轮系统、锁紧装置、液压及电控系统、限位装置、真空断流器、绝缘法兰装置等组成。

和自支承式输油臂相比较，独立支承式输油臂仅多了90°的弯板，同时旋转部分改为回转支承，较回转接头简单许多。各个部件的作用与自支承式输油臂完全相同，在此不再赘述。

44.2.3 适用范围

手动型输油臂适用于各种小型油品码头，接卸船型较少，工人劳动强度较高，现在一般港口较少采用，多采用液压驱动型输油臂。

自支承式输油臂应用比较广泛，各种常温、腐蚀性介质都可采用该形式。但在输送低温介质时，管路由于受低温影响，不宜承受较大弯矩或应力，此时宜采用独立支承形式输油臂。

44.3 工作区域

港口输油臂一般用于油品码头输送原油及成品油。在一些液体化工码头，通过提供电伴热、蒸汽伴热等处理工艺后，带保温层的输油臂可以用来输送非常温的流体；通过提供管线内衬PTFE、PVC等材料后，输油臂可以用来输送有腐蚀性的流体。

不管是何种港口，输油臂都有其适用工作区域，只有在其工作区域内输油臂才能够正常作业。输油臂工作区域划分如图44-7所示。

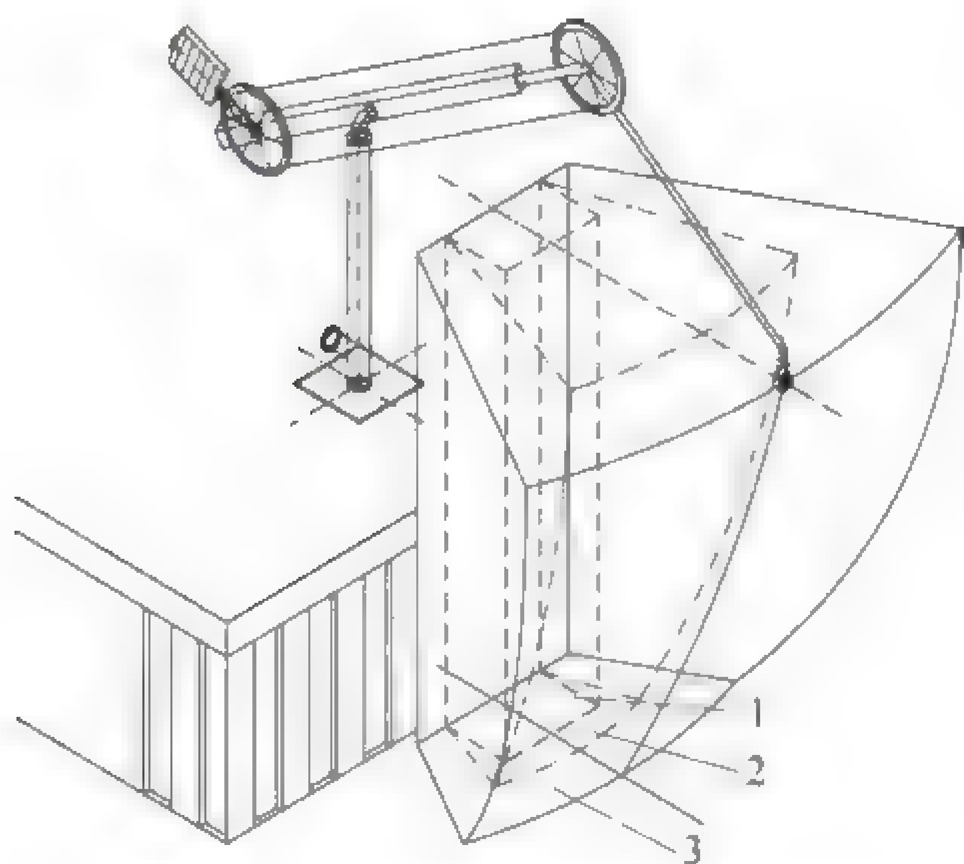


图 44-7 输油臂工作区域划分示意图
1—理想工作区域(虚线范围);
2—漂移工作区域(双点画线与虚线间范围);
3—临界工作区域(实线与双点画线间范围)

工作区域是指输油臂与船舶歧管接通时，接船法兰(三向回转接头末端法兰或快速连接器外端法兰)端面圆心随船舶运动所形成的空间范围。

1. 理想工作区域

不考虑船舶漂移的工作区域。

理想工作区域为一立体空间，在此区域内，输油臂与船舶实现理想对接。

该区域由船舶歧管的最大和最小退距、船舶的尺度以及潮位等因素所确定，不考虑船舶的漂移。

2. 漂移工作区域

由于波浪、潮汐及海流等引起船舶三向移动的区域。

在漂移工作区域内，输油臂与船舶保持连接，可安全进行装卸作业。在此区域内输油臂回转接头的六个自由度能随船舶自由漂移而不致发生危险。

3. 临界工作区域

漂移工作区域以外的达到船舶三向漂移设计值的区域。

在临界工作区域内，输油臂的报警系统启动，向操作员发出声/光报警信号，操作员关闭船端和岸端的阀门，停止流体的输送。

如果输油臂配有紧急脱离系统，在第二级报警系统启动后，防溢阀门关闭并切断输油臂与船舶的连接，输油臂向上抬起后，锁定在安全位置，避免船舶继续漂移拉坏输油臂。

44.4 结构形式及工作原理

44.4.1 结构形式

从目前国内外输油臂的发展来看，输油臂的中间回转接头主要有两种结构形式，即独立支承结构和自支承结构形式。两种结构形式的优缺点也比较明显。

独立支承结构形式的主要优点为对回转接头的要求比较低，制作难度较小，由于其有单独的承载弯板，回转接头的更换比较容易；其主要缺点是由于增加了一套弯板结构，输油臂的外形显得复杂，加工难度加大，渗漏点增多，密封性较差，同时由于回转接头只是普通的轴承材质，耐磨耐腐蚀较差，故其使用寿命较短。

自支承结构形式最主要的优点就是结构紧凑，输油臂的外形美观，从使用角度来看，质量可靠，使用寿命长，密封性能好；其主要不足是回转接头的加工制作工艺比较复杂，回转接头的更换比较困难。

从目前使用情况来看，小型港口输油臂两种形式都可选用，大型港口输油臂较多采用自支承结构形式。

44.4.2 港口输油臂结构

下面以自支承式港口输油臂为例，介绍其结构设计要求。

1. 输油臂结构概述

无论是独立支承结构形式还是自支承结构形式的输油臂，其结构主要由三部分组成，即立柱、内臂和外臂，是输油臂的主要承载构件。输油管道就是以输油臂为载体沿着输油臂的立柱，再经过内臂、外臂，直到外臂的前端，通过外臂前端的三向回转接头与船舶歧管法兰实现对接，完成装卸作业。

立柱是输油臂最下端的部分，也是输油臂

承载最大的部件，其支承着内臂和外臂等的全部重量，因此立柱部分应有足够的强度和稳定性。立柱的作用不仅要支承内臂和外臂，同时具备连接作用。其下端的基础连接板与码头前沿的基础相连接，码头前方的工艺管线通过其前端的连接法兰与立柱下端的连接法兰相连接，将油品通过立柱内部的输油管道经中间回转接头输送到内臂。

内臂是输油臂结构中最为关键的一部分。其一端通过中间回转接头与立柱相连接，另一端通过头部回转接头与外臂相连接，将油品通过其支承的输油管道从立柱输送到外臂。内臂的主要作用不仅是连接了立柱和外臂，最主要的是在其尾部通过绳轮机构组成的平衡系统支承了外臂的重量，使输油臂在作业过程中无论处于何种位置，外臂始终处于平衡状态，减小了外臂运行的阻力。

外臂是输油臂结构中较为简单的一部分。其上部通过头部回转接头与内臂相连接，下部通过三向回转接头与船舶实现对接。其主要作用是将油品通过其支承的输油管道输送到油轮。由于其前端通过三向回转接头直接与油轮相连接，为防止船舶产生的静电转移到输油臂的本体产生意外，在前端与三向回转接头之间还加有一套静电绝缘法兰。

2. 输油臂结构设计

港口输油臂主要由立柱、内臂、外臂、回转接头、机构、平衡系统、紧急脱离装置及快速连接器等组成。其中平衡系统采用双平衡配重结构形式。各机构动作采用全液压缸驱动，由液压及电气系统集中控制。

工作时，接通浮动阀，内外臂能跟随船舶作漂移运动。为了输油臂的安全正常工作，在其上设有限位报警、静电绝缘法兰、橡皮绝缘软性电缆等安全保护装置。在内臂尾部设有定位插销，以使输油臂在非工作状态下安全停放。

3. 设计条件

设计条件包括以下参数：

(1) 码头面标高及潮位：码头面标高、设计高水位、设计低水位；

(2) 法兰端面至船舶边缘距离；

(3) 船舶纵向漂移量、横向漂移量；

(4) 风载荷：输油臂风载荷一般按照最大工作风速 20m/s，最大非工作风速 55m/s 计算；

(5) 地震载荷：按照输油臂使用地区的地震烈度计算。

4. 设计计算

1) 结构强度及稳定性设计计算

(1) 外臂强度和刚度计算

操作时，外臂处于水平状态受力最不利，以此工况计算其强度和刚度，如图 44-8 所示。

① 强度设计计算

$$\sigma = \frac{M}{W} \leqslant [\sigma] \tag{44-1}$$

式中：σ——弯曲应力，N/mm^2；

M——外臂根部所受的弯矩，N·m；

W——外臂根部抗弯截面系数，mm^3；

$[\sigma]$——外臂钢材许用应力，N/mm^2。

② 刚度设计计算

$$f = \frac{GL^3}{3EI} + \frac{qL^4}{8EI} + \frac{ML^2}{2EI} \leqslant [f] \tag{44-2}$$

式中：f——外臂端部实际挠度，mm；

q——外臂梁的自重载荷，N/m；

G——外臂端部的集中载荷，N；

L——外臂长度，mm；

M——外臂梁所受的弯矩，N·m；

E——钢材弹性模量，N/mm^2；

I——外臂梁截面的轴惯性矩，mm^4；

$[f]$——外臂梁的允许挠度，mm。

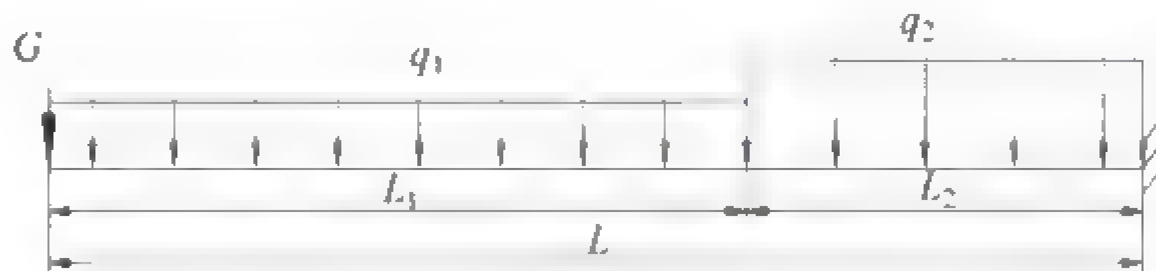


图 44-8 输油臂外臂受力计算简图

(2) 内臂强度和刚度设计计算

操作时，内臂处于水平状态受力最不利，以此工况计算其强度和刚度。

① 强度设计计算

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M}{W} \leqslant [\sigma] \tag{44-3}$$

式中：P——内臂梁前端集中载荷，N；

A——内臂梁截面积，mm^2；

M——内臂梁所受的弯矩，N·m；

W——内臂梁抗弯截面系数，mm^3。

② 刚度设计计算

$$f = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{qL^4}{8EI} + \frac{ML^2}{2EI} \leqslant [f] \tag{44-4}$$

内臂最大挠度

$$f_{max} = \sqrt{f_1^2 + f_2^2} \leqslant [f] \tag{44-5}$$

式中：f_1——图 44-8 中 L_1 段挠度，mm；

f_2——图 44-8 中 L_2 段挠度，mm；

$[f]$——内臂梁的允许挠度，mm。

(3) 立柱强度和稳定性设计计算

在非工作状态下，立柱受自重及非工作风载荷作用，受力最大，以此工况计算其强度及稳定性。

① 强度设计计算

按式(44-3)计算。

② 稳定性设计验算

弯矩作用平面内的稳定性计算与偏心率 ε 及柔度 λ 有关，偏心率 ε 按下式计算：

$$\varepsilon = \frac{MA}{PW} \tag{44-6}$$

柔度 λ 按下式计算：

$$\lambda = \frac{\mu l}{\sqrt{I/A}} \tag{44-7}$$

式中：μ——长度系数；

l——立柱长度，mm；

I——立柱截面的轴惯性矩，mm^4；

A——立柱截面积，mm^2。

按下式验算立柱稳定性：

$$\sigma = \frac{N}{\psi_e A} \leqslant [\sigma] \tag{44-8}$$

式中：N——立柱的轴向载荷，N；

ψ_e——实腹式偏心受压构件在弯矩作用平面内的折减系数。

2) 平衡配重设计计算

(1) 平衡外臂的配重设计计算

平衡外臂的配重重量，应能保证平衡配重至下绳轮旋转中心轴的力矩等于外臂绕上绳轮中心轴转动的力矩，即

$$M_{副配} = M_{外伸臂} \tag{44-9}$$

式中：$M_{副配}$——由副平衡配重产生的绕下绳轮轴心的力矩，N·m；

$M_{外臂}$——由外臂产生的绕上绳轮轴心的力矩，N·m。

(2) 输油臂整体平衡的配重设计计算

外臂的伸展运动平衡后，尚须保证内外臂整体的平衡。由于布置的需要，平衡整体的配重重量，应能满足所有位于配重一侧的重量对内臂旋转轴线的力矩，等于另一侧的所有重量对同一轴线产生的力矩，即

$$\sum M_{臂前} = \sum M_{臂后} + M_{主配} \tag{44-10}$$

3) 驱动功率设计计算

在液压驱动型输油臂内外臂及其整体旋转的驱动功率计算中，应考虑各项阻力因素，并使液压装置产生的驱动力矩大于各阻力矩之和；再根据各机构动作的时间，计算出输油臂所需的总驱动功率。

下面以水平回转驱动为例计算驱动功率。应考虑的各阻力因素为：

(1) 回转接头中的摩擦阻力矩

包括回转支承中的滚动摩擦阻力矩和密封形成的阻力矩，对水平回转三排滚珠轴承，其摩擦阻力矩为

$$M_{摩} = 0.5 f_0 D\left(\frac{P_z}{\cos\beta} + \frac{P_r}{\cos\beta} + \frac{2M_{qf}}{D\cos\beta}\right) \tag{44-11}$$

式中：f_0——轴承摩擦系数；

D——轴承直径，mm；

P_r——径向力，N；

P_z——轴向力，N；

M_{qf}——倾覆力矩，N·m；

β——轴承的原始接触角，一般为20°。

密封装置形成的摩擦力矩与密封过盈量、密封材质、密封表面光洁度、密封处介质的压力等有关，此项阻力值在全部计算的阻力值中所占比例不大，初步估算中可取大值，即

$$M_{密} = (1 \sim 1.5)d \tag{44-12}$$

式中：d——密封装置直径，mm。

(2) 工作状态下风载荷形成的阻力矩 $M_{风}$ 计算略。

(3) 启动时惯性阻力矩 $M_{惯}$

$$M_{惯} = J\alpha \tag{44-13}$$

式中：J——内外臂及其辅助件转动惯量，kg·m²；

α——角加速度，rad/s²。

(4) 液压系统失灵时能自动复位的不平衡力矩 $M_{复}$

此力矩在事故状态下能使输油臂克服正常风阻力和轴承中的摩擦阻力而自动复位，为

$$M_{复} = M_{摩} + M_{密} + M_{风} \tag{44-14}$$

应使 $M_{驱} > \sum M_{阻}$。当选定液压系统压力后，即可确定回转驱动所需的液压缸参数。

在确定了输油臂的工作行程和工作循环时间以后，即可求得液压系统所需流量，为

$$Q_{回转} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)v \times 10^{-3} \tag{44-15}$$

式中：v——活塞的平均速度，m/min；

D、d——液压缸、活塞杆直径，mm。

输油臂驱动电机功率为

$$N = \frac{PQ_{max}}{60\eta} \tag{44-16}$$

式中：P——系统额定压力，Pa；

Q_{max}——输油臂液压系统最大流量，L/min；

η——液压泵的效率。

44.4.3　液压控制系统

港口输油臂液压控制系统主要用于控制输油臂的内臂摆动、外臂伸展、水平旋转等运动。在输油臂与船舶对接和分离过程中，需要对三个运动独立操作，协同作业。

根据码头前沿的布置空间及控制室距离码头前沿的距离，输油臂的液压控制系统通常分为两种，总站控制型和总分站控制型。

当控制室距离码头前沿距离较近，操作者能够清楚看到船舶的作业，同时码头前沿的空间足够时，一般都用总站控制型。总站控制型结构紧凑，控制阀体均在控制台内，操作方便，制作成本较低，但占用空间较大。

当控制室距离码头前沿距离较远，操作者视线不好，或码头前沿的空间较小，管线布置较困难时，一般采用总分站控制型。总分站控制型液压控制系统除包括一个总的控制操作台外，在每台输油臂基础旁边还有一个分站进行控制，制作成本较高，如图44-9所示。

44.4.4　回转接头

1. 回转接头作用及要求

回转接头是输油臂结构中最为关键的部件。如同人体的活动关节，人体的每一个动作都需要关节的运动来完成，输油臂的三大部件——立柱、内臂、外臂就是依靠回转接头的连接和运动，才能够完成正常作业。同时，为了使输油臂能够与船舶顺利实现对接，在外臂的头部，还需有一套三向回转接头，以确保输油臂的外端在一定范围内具有空间三向可动性。因此，回转接头性能的优劣直接影响着整台输油臂的使用性能。其基本要求为转动灵活，能够顺利完成输油臂的每一个动作。在此基础上，还要有高强度、高耐磨性、高耐腐蚀性和良好的密封性。这些要求对于回转接头都是必不可少的。

2. 回转接头的技术发展

1) 国外回转接头的技术发展

为了不断提高回转接头的质量，国内外众多企业一直都在不断地进行探索和研究，较著名的有德国CONNEX公司、英国的Aker Kvaerner公司、法国的FMC公司和日本新泻铁工所。

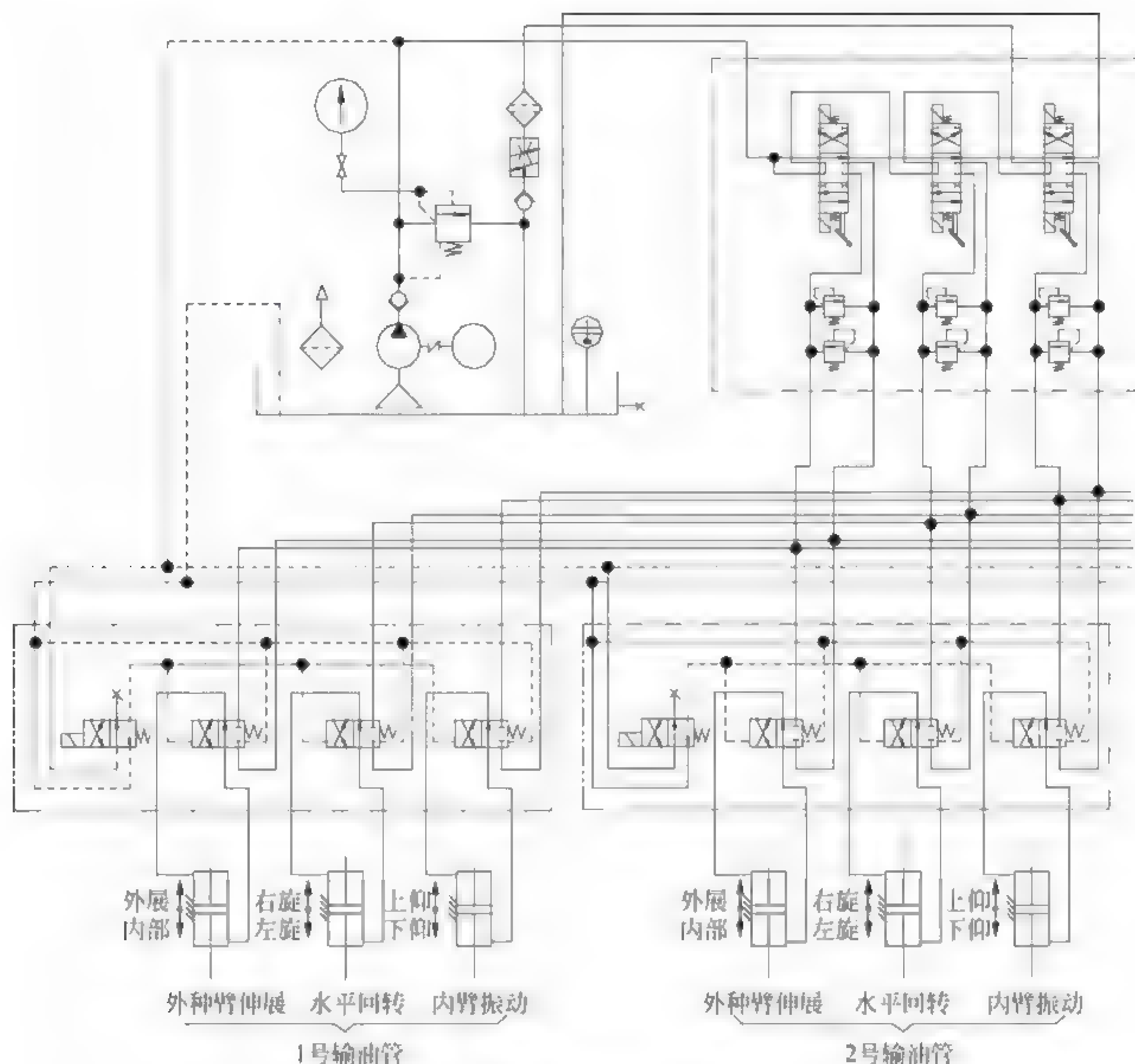


图 44-9　港口输油臂液压系统原理

德国 CONNEX 公司和英国的 Aker Kvaerner公司采用的是独立支承结构形式。这种结构对于回转接头的要求比较低，主要利用回转接头的转动性能，利用一般的回转支承即可。但总体结构较复杂，多了一套专门用于承载的弯板结构，而且加工制作难度大，密封性较差，回转接头的使用寿命短，但更换比较方便。

法国的 FMC 公司和日本新泻铁工所采用的是自支承结构形式。这种结构对于回转接头的要求比较高，回转接头不仅是转动部件，同时还是承载构件，因此回转接头一般都是非标设计的。其最大的优点是结构紧凑，外形简洁美观，使用寿命长，密封性能好，但更换回转接头比较麻烦。

2）国内回转接头的技术发展

国内众多输油臂生产厂家也对输油臂的回转接头进行了深入研究，尤其是自支承结构形式回转接头的研究已取得了很大进步，先后进行了四代更新，回转接头的性能已经达到了国际先进水平。

最初的回转接头使用 20 钢材料，经过普通热处理加工而成，其强度和表面硬度都达不到要求，使用寿命短。

第二代回转接头使用 20 钢材料，经过渗碳、渗氮处理后加工而成，滚道硬度和耐磨性有了很大提高，使用寿命也有提高，但其耐腐蚀性及强度还是无法满足要求。

第三代回转接头是利用 20CrMo 材料在滚道表面堆焊不锈钢材料后加工而成，其各项性

能指标都远远优于前两代产品。

大连港机械公司研制开发的第四代回转接头，是利用20CrMo材料在滚道表面堆焊一种硬质合金材料后加工而成，其在滚道硬度、耐磨性及抗腐蚀性方面比第三代又有很大提高，使用寿命可达20年以上，这也是目前输油臂广泛使用的回转接头。

44.5　主要技术性能参数

由于DN100输油臂管径较小，输送效率低，现已基本不再采用，故这里不作介绍。表44-1是港口输油臂典型产品的主要技术性能参数。

表44-1　港口输油臂典型产品的主要技术性能参数

规格型号	立柱高度/mm	内臂长度/mm	外臂长度/mm	效率/(m^3/h)	适应船型/万t
DN200	6500	8300	9500	1250	0.1～1.0
DN300	8500	9000	10000	2500	1.0～10.0
DN400	9000	10500	11500	4000	1.0～15.0
DN500	11500	13000	12500	6000	10.0～45.0
DN600	12000	13000	12500	8000	15.0～45.0

44.6　选型方法及注意事项

44.6.1　选型方法

用户在港口输油臂选型时，只需根据选型参考图，在参数表中输入相关数据，制造单位即可根据给定参数设计出适用于该码头的港口输油臂设备。选型参见表44-2。

44.6.2　选型注意事项

港口输油臂的选型应注意以下事项：

(1) 根据输送介质，选定管道材质及支承

表44-2　港口输油臂选型参数

(a)

(b)

项目名称	尺　寸
立柱中心线距设备区距离 A	m
码头面标高 B	m
立柱距工作平台边线距离 C	m
工作平台边线距船舷边线距离 D	m

续表

项目名称	尺　寸
船舷边线距集油口距离 E	m
集油口距甲板最大高度 F	m
设备区距码头面高度 G	m
集油口距甲板最小高度 H	m
输油臂立柱间距 I	m
入口法兰距码头面高度 J	m
横向漂移量 K	m
纵向漂移量 L	m
船舶护栏高度 M	m
护舷厚度 N	m
大船甲板面标高 O	m
小船甲板面标高 P	m
设计高水位 Q	m
设计低水位 R	m

形式。

(2) 根据物料性质，选定整机及控制系统是否需要防雷、防爆。

(3) 输油臂管道、回转接头和密封材料应满足接卸流体物料的耐腐蚀要求。

(4) 根据码头的吞吐量、船型，确定输油臂口径。

44.7 技术标准与规范

港口输油臂的设计、制造、安装、使用与维护应遵循或参考表 44-3 中的标准与规范。

表 44-3　港口输油臂技术标准与规范

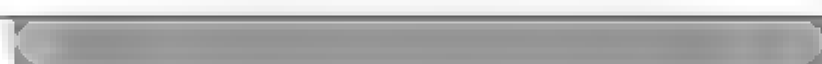
序号	标准编号	标准名称
1	JT/T 398—2013	《港口输油臂》
2	GB 150.4—2011	《压力容器第 4 部分：制造、检验和验收》
3	GB 50058—2014	《爆炸危险环境电力装置设计规范》
4	JTS 165—2013	《海港总体设计规范》
5	JTS 153-3—2007	《海港工程钢结构防腐蚀技术规范》

参考文献

[1] 张质文，王金诺，程文明，等．起重机设计手册[M]．2版．北京：中国铁道出版社，2013．
[2] 交通部水运司．港口起重运输机械设计手册[M]．北京：人民交通出版社，2001．
[3] 上海港机重工有限公司．港口起重机设计规范[M]．北京：人民交通出版社，2007．
[4] 虞和谦．机械工程手册：物料搬运设备卷[M]．2版．北京：机械工业出版社，1997．
[5] 北京起重运输机械设计研究院，武汉丰凡科技开发有限责任公司．DTⅡ(A)型带式输送机设计手册[M]．2版．北京：冶金工业出版社，2013．
[6] 大连起重机器厂．起重机设计手册[M]．沈阳：辽宁人民出版社，1979．
[7] 张质文，虞和谦，王金诺，等．起重机设计手册[M]．北京：中国铁道出版社，1998．
[8] 成大先．机械设计手册[M]．5版．北京：化学工业出版社，2010．
[9] 傅德源．实用起重机电气技术手册[M]．2版．北京：机械工业出版社，2011．
[10] 夏翔．起重电控设计参考手册[M]．北京：机械工业出版社，2012．
[11] 中国船级社．船舶与海上设施起重设备规范[S]．北京：人民交通出版社，2007．
[12] 聂嘉玉，陈追五．水上过驳[M]．北京：人民交通出版社，1995．
[13] 毕华林，蒋琼珠，梁一如．散货连续卸船机[M]．武汉：港口装卸杂志社，1990．
[14] 李士瀛，沈元浩，李久霖．抓斗卸船机[M]．武汉：港口装卸杂志社，1991．
[15] 单诚，缪吉伦，张绪进．重大件码头装卸工艺研究[J]．中国水运，2008(10)：139-141．
[16] 邓宇中，张绪进，杜宗伟．金沙江溪洛渡电站水富重大件码头研究[J]．重庆交通学院学报，2003(1)：100-104．
[17] 盛兴凡，王敏芳．四川乐山大件码头工程设计[J]．水运工程，1999(4)：23-25．
[18] 罗自力．重大件码头设计浅析[J]．水运工程，2000(3)：16-19．
[19] 籍波，张强．游艇搬运起重机[J]．起重运输机械，2015(3)：77-79．
[20] 曹仁文．22000t桁架拱形门式起重机整体吊装施工技术[J]．起重运输机械，2014(7)：119-122．
[21] 李志建，郑见粹．基于固定式门式起重机的重大件码头装卸工艺[J]．水运工程，2012(2)：78-80．
[22] 刘善平．港口装卸工艺[M]．2版．北京：人民交通出版社，2014．
[23] 刘长根，高正良，何焕章，等．门座起重机[M]．北京：机械工业出版社，1991．
[24] 陆国贤，倪庆兴，张荣康，等．门座起重机设计[M]．北京：人民交通出版社，1985．
[25] 周玉申．缆索起重机设计[M]．北京：机械工业出版社，1993．
[26] 卢耀祖，范祖尧．门座起重机刚性拉杆涡激共振分析[J]．起重运输机械，1984(8)：26-30．
[27] 朱崇飞，滕儒民，徐洪泽，等．门座起重机矩形拉杆绕流数值模拟分析[J]．起重运输机械，2010(4)：36-40．
[28] 董达善．起重机械金属结构[M]．上海：上海交通大学出版社，2011．
[29] 董达善，梅潇．港口起重机[M]．上海：上海交通大学出版社，2014．
[30] 付荣柏．起重机钢结构焊接制造技术[M]．北京：机械工业出版社，2009．
[31] 申小强．大型固定式回转起重机滚装运输方案介绍[J]．辽宁省机械工程学会优秀论文，2010．
[32] 文豪．起重机械[M]．北京：机械工业出版社，2013．
[33] 顾迪民．工程起重机[M]．北京：中国建筑工业出版社，1988．
[34] 徐格宁．机械装备金属结构设计[M]．2版．北京：机械工业出版社，2009．
[35] 胡宗武，汪西应，汪春生．起重机设计与实例[M]．北京：机械工业出版社，2009．
[36] 麦戈源，曹兆年．散状物料集装箱运输的探讨[J]．起重运输机械，2005(2)：6-7．
[37] 丁敏，张德文，张延宗．散货集装箱化运输工艺系统分析[J]．水运科学研究，2006(4)：73-76．
[38] 唐学军．集装箱散粮运输装卸工艺与设备[J]．粮食流通技术，2004(6)：19-20．
[39] 杨加永，兰树清．集装箱散装重碱装舱工艺及工具[J]．港口装卸，2005(4)：14-15．
[40] 陈立志．基于自重护箱原理的集装箱散货装

箱机设计[J]. 集装箱化,2014(4): 18-21.
[41] 张成,袁兵. 散货集装箱化的成因及发展趋势[J]. 集装箱化,2008(2): 24-27.
[42] 刘清,彭珂,等. 散粮移动输送装箱工艺研究[J]. 中国港口,2009(10): 29-31.
[43] 郝焕启,张德文. 港口液压滚装连接桥[J]. 起重运输机械,2008(6): 58-59.
[44] 郝焕启,贾志平,张德文. 港口滚装连接桥液压系统的防污染控制技术[J]. 港口装卸,2007(6): 14-15.
[45] 谢岗. 现代化邮轮码头登船桥技术及工艺特点分析[J]. 水运工程,2011(5): 99-102.
[46] 胡思唐. 港口登船设备技术分析[J]. 起重运输机械,2012(11): 6-10.
[47] 胡思唐. 现代化登船桥关键技术分析研究[J]. 水运科学研究,2011(1): 18-19.
[48] 杨立文,贾志平. 港口登船桥升降平台液压同步系统的研究[J]. 液压与气动,2012(8): 44-46.
[49] 李春,胡思唐,黄国庆. 邮轮旅客登船桥形式及特点分析[J]. 港口装卸,2009(4): 16-17.
[50] 唐勤华. 邮轮上下船工艺[J]. 水运工程,2011(2): 67-70.
[51] 陈益人,李兵. 液体装卸臂的市场规模及前景[J]. 管理科学文摘,2003(12): 37-40.
[52] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社,2003.
[53] 蒋丽,张崇皓,马家驹. 输油臂轴承设计与应用[J]. 起重运输机械,1995(11): 10-13.
[54] 刘伟,冀晓辉,王庆国. 输油臂回转接头的设计[J]. 起重运输机械,2004(5): 18-20.
[55] 王守新. 材料力学[M]. 大连: 大连理工大学出版社,2004.
[56] 张平格. 液压传动[M]. 武汉: 华中科技大学出版社,2013.
[57] 孙洪昌. 港口机械电气控制技术[M]. 北京: 中国电力出版社,2011.
[58] 李胜永. 港口机械 PLC 控制技术[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社,2012.

附录



附录A

技术标准与规范汇总表

下列技术标准与规范汇总表收集了本手册所有机型相关的国家和行业技术标准与规范，并收集了部分重要的国际标准和国外标准。本汇总表所列标准均为现行有效标准，截止日期为2016年底，使用者在查阅或引用相关标准时应注意标准有无最新版本。

序号	标准编号	标准名称
1	GB 150.1—2011	压力容器　第1部分：通用要求
2	GB 150.2—2011	压力容器　第2部分：材料
3	GB 150.3—2011	压力容器　第3部分：设计
4	GB 150.4—2011	压力容器　第4部分：制造、检验和验收
5	GB 191—2008	包装储运图示标志
6	GB/T 308.1—2013	滚动轴承　球　第1部分：钢球
7	GB 755—2008	旋转电机　定额和性能
8	GB/T 783—2013	起重机械　基本型的最大起重量系列
9	GB/T 790—1995	电动桥式起重机跨度和起升高度系列
10	GB/T 985.1—2008	气焊、焊条电弧焊、气体保护焊和高能束焊的推荐坡口
11	GB/T 985.2—2008	埋弧焊的推荐坡口
12	GB/T 1184—1996	形状和位置公差　未注公差值
13	GB/T 1228—2006	钢结构用高强度大六角头螺栓
14	GB/T 1229—2006	钢结构用高强度大六角螺母
15	GB/T 1230—2006	钢结构用高强度垫圈
16	GB/T 1231—2006	钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件
17	GB/T 1801—2009	产品几何技术规范(GPS)极限与配合　公差带和配合的选择
18	GB/T 1804—2000	一般公差　未注公差的线性和角度尺寸的公差
19	GB/T 1835—2006	系列1集装箱　角件
20	GB 2585—2007	铁路用热轧钢轨
21	GB/T 2883—2015	工程机械轮辋规格系列
22	GB/T 2893.1—2013	图形符号　安全色和安全标志　第1部分：安全标志和安全标记的设计原则
23	GB/T 2893.2—2008	图形符号 安全色和安全标志 第2部分：产品安全标签的设计原则

续表

序号	标 准 编 号	标 准 名 称
24	GB/T 2893.3 2010	图形符号 安全色和安全标志 第3部分：安全标志用图形符号设计原则
25	GB/T 2893.4 2013	图形符号 安全色和安全标志 第4部分：安全标志材料的色度属性和光度属性
26	GB/T 2894 2008	安全标志及其使用导则
27	GB/T 3220—2011	集装箱吊具
28	GB/T 3323 -2005	金属熔化焊焊接接头射线照相
29	GB/T 3766 -2015	液压传动系统及其元件的通用规则和安全要求
30	GB/T 3797—2016	电气控制设备
31	GB/T 3811—2008	起重机设计规范
32	GB 3836.1—2010	爆炸性环境 第1部分：设备通用要求
33	GB 3847—2005	车用压燃式发动机和压燃式发动机汽车排气烟度限值及测量方法
34	GB/T 3859.1 2013	半导体变流器 通用要求和电网换相变流器 第1部分：基本要求规范
35	GB 3906—2006	3～35kV 交流金属封闭式开关设备
36	GB 4053.1—2009	固定式钢梯及平台安全要求 第1部分：钢直梯
37	GB 4053.2—2009	固定式钢梯及平台安全要求 第2部分：钢斜梯
38	GB 4053.3—2009	固定式钢梯及平台安全要求 第3部分：工业防护栏杆及钢平台
39	GB 4208—2008	外壳防护等级(IP 代码)
40	GB/T 4307—2005	起重吊钩 术语
41	GB/T 4606—2006	道路车辆 半挂车鞍座50号牵引销主要尺寸和安装、互换性尺寸
42	GB/T 4942.1—2006	旋转电机整体结构的防护等级(IP 代码) 分级
43	GB 5082—1985	起重吊运指挥信号
44	GB/T 5141—2005	平衡重式叉车 稳定性试验
45	GB/T 5143—2008	工业车辆 护顶架 技术要求和试验方法
46	GB 5226.1—2008	机械电气安全 机械电气设备 第1部分：通用技术条件
47	GB 5226.2—2002	机械安全 机械电气设备 第32部分：起重机械技术条件
48	GB/T 5837—2008	液力偶合器 形式和基本参数
49	GB/T 5905—2011	起重机 试验规范和程序
50	GB/T 5972—2009	起重机 钢丝绳 保养、维护、安装、检验和报废
51	GB/T 5973—2006	钢丝绳用楔形接头
52	GB/T 5974.1—2006	钢丝绳用普通套环
53	GB/T 5974.2—2006	钢丝绳用重型套环
54	GB/T 5975—2006	钢丝绳用压板
55	GB/T 5976—2006	钢丝绳夹
56	GB/T 6067.1 -2010	起重机械安全规程 第1部分：总则
57	GB/T 6067.2	起重机械安全规程 第2部分：流动式起重机
58	GB/T 6067.4	起重机械安全规程 第4部分：臂架起重机
59	GB/T 6067.5 -2014	起重机械安全规程 第5部分：桥式和门式起重机
60	GB/T 6068 2008	汽车起重机和轮胎起重机试验规范
61	GB/T 6104 2005	机动工业车辆 术语
62	GB/T 6946 2008	钢丝绳 铝合金压制接头
63	GB/T 6974.1 2008	起重机 术语 第1部分：通用术语
64	GB/T 6974.2 2010	起重机 术语 第2部分：流动式起重机

续表

序号	标准编号	标准名称
65	GB/T 6974.4　2016	起重机　术语　第4部分：臂架起重机
66	GB/T 6974.5　2008	起重机　术语　第5部分：桥式和门式起重机
67	GB /T 6974.10　1986	起重机械名词术语　门座起重机
68	GB/T 6974.18　1986	起重机械名词术语　港口起重机
69	GB/T 6974.19—1986	起重机械名词术语　集装箱起重机
70	GB 7258 -2012	机动车运行安全技术条件
71	GB 7588 -2003	电梯制造与安装安全规范
72	GB/T 7593—2008	机动工业车辆　驾驶员控制装置及其他显示装置用符号
73	GB/T 7935—2005	液压元件通用技术条件
74	GB/T 8163—2008	输送流体用无缝钢管
75	GB/T 8487—2010	港口装卸　术语
76	GB/T 8590—2001	推土机　术语
77	GB 8624—2012	建筑材料燃烧性能分级方法
78	GB 8918—2006	重要用途钢丝绳
79	GB T 8923.1　2011	涂覆涂料前钢材表面处理　表面清洁度的目视评定　第1部分：未涂覆过的钢材表面和全面清除原有涂层后的钢材表面的锈蚀等级和处理等级
80	GB/T 8923.2　2008	涂覆涂料前钢材表面处理　表面清洁度的目视评定　第2部分：已涂覆过的钢材表面局部清除原有涂层后的处理等级
81	GB/T 8923.3　2009	涂覆涂料前钢材表面处理　表面清洁度的目视评定　第3部分：焊缝、边缘和其他区域的表面缺陷的处理等级
82	GB/T 9174—2008	一般货物运输包装通用技术条件
83	GB/T 9286—1998	色漆和清漆　漆膜的划格试验
84	GB/T 9330.1—2008	塑料绝缘控制电缆　第1部分：一般规定
85	GB/T 9330.2—2008	塑料绝缘控制电缆　第1部分：聚氯乙烯绝缘和护套控制电缆
86	GB.T 9331　2008	船舶电气装置　额定电压1kV和3kV挤包绝缘非径向电场单芯和多芯电力电缆(IEC 60092—353,IDT)
87	GB/T 9744—2015	载重汽车轮胎
88	GB/T 9793—2012	热喷涂　金属和其他无机覆盖层　锌、铝及其合金
89	GB 9969—2008	工业产品使用说明书　总则
90	GB/T 10051.1—2010	起重吊钩　第1部分：力学性能、起重量、应力及材料
91	GB/T 10051.2—2010	起重吊钩　第2部分：锻造吊钩技术条件
92	GB/T 10051.3—2010	起重吊钩　第3部分：锻造吊钩使用检查
93	GB/T 10051.4 -2010	起重吊钩　第4部分：直柄单钩毛坯件
94	GB/T 10051.5-2010	起重吊钩　第5部分：直柄单钩
95	GB/T 10051.6 -2010	起重吊钩　第6部分：直柄双钩毛坯件
96	GB/T 10051.7 -2010	起重吊钩　第7部分：直柄双钩
97	GB/T 10051.8　2010	起重吊钩　第8部分：吊钩横梁毛坯件
98	GB/T 10051.9　2010	起重吊钩　第9部分：吊钩横梁
99	GB/T 10051.10　2010	起重吊钩　第10部分：吊钩螺母
100	GB/T 10051.11　2010	起重吊钩　第11部分：吊钩螺母防松板
101	GB/T 10051.12　2010	起重吊钩　第12部分：吊钩闭锁装置

续表

序号	标准编号	标准名称
102	GB/T 10051.13—2010	起重吊钩　第13部分：叠片式吊钩技术条件
103	GB/T 10051.14—2010	起重吊钩　第14部分：叠片式吊钩使用检查
104	GB/T 10051.15—2010	起重吊钩　第15部分：叠片式单钩
105	GB/T 10058—2009	电梯技术条件
106	GB/T 10059—2009	电梯试验方法
107	GB 10060—2009	电梯安装验收规范
108	GB/T 10095—2008	圆柱齿轮　精度制
109	GB/T 10183.1—2010	起重机　车轮及大车和小车轨道公差　第1部分：总则
110	GB/T 10183.4—2010	起重机　车轮及大车和小车轨道公差　第4部分：臂架起重机
111	GB/T 10595—2009	带式输送机
112	GB/T 10596—2011	埋刮板输送机
113	GB/T 10597—2011	卷扬式启闭机
114	GB 10827.1—2014	工业车辆　安全要求和验证　第1部分：自行式工业车辆(除无人驾驶车辆伸缩臂式叉车和载运车)
115	GB/T 11264—2012	热轧轻轨
116	GB/T 11345—2013	钢焊缝手工超声波探伤方法和探伤结果分级
117	GB/T 11352—2009	一般工程用铸造碳钢件
118	GB 11602—2007	集装箱港口装卸作业安全规程
119	GB/T 12537—1990	汽车牵引性能试验方法
120	GB/T 12539—1990	汽车爬陡坡试验方法
121	GB/T 12540—2009	汽车最小转弯直径、最小转弯通道圆直径和外摆值测量方法
122	GB/T 12544—2012	汽车最高车速试验方法
123	GB 12602—2009	起重机械超载保护装置
124	GB 12676—2014	汽车制动系统结构、性能和试验方法
125	GB/T 12932—2010	船用臂架起重机
126	GB/T 12939—2002	工业车辆轮辋规格系列
127	GB/T 13306—2011	标牌
128	GB/T 13384—2008	机电产品包装通用技术条件
129	GB/T 13452.2—2008	色漆和清漆漆膜厚度的测定
130	GB 13561.1—2009	港口连续装卸设备安全规程　第1部分：散粮筒仓系统
131	GB/T 13561.2—2008	港口连续装卸设备安全规程　第2部分：气力卸船机
132	GB/T 13561.3—2009	港口连续装卸设备安全规程　第3部分：带式输送机、埋刮板输送机和斗式提升机
133	GB/T 13561.6—2006	港口连续装卸设备安全规程　第6部分：连续装卸机械
134	GB/T 13873—2009	道路车辆货运挂车试验方法
135	GB/T 13932—2010	船用臂架起重机
136	GB 13955—2005	剩余电流动作保护装置安装和运行
137	GB 14048.1—2012	低压开关设备和控制设备　第1部分：总则(IEC 60947-1,MOD)
138	GB/T 14405—2011	通用桥式起重机
139	GB/T 14406—2011	通用门式起重机
140	GB/T 14521—2015	连续搬运机械　术语
141	GB/T 14627—2011	液压式启闭机

续表

序号	标准编号	标准名称
142	GB/T 14695—2011	臂式斗轮堆取料机 形式和基本参数
143	GB/T 14734—2008	港口浮式起重机安全规程
144	GB/T 14735—2009	港口装卸用吊钩使用技术条件
145	GB/T 14736—2009	港口装卸用吊环使用技术条件
146	GB/T 14737—2009	港口装卸用吊索使用技术条件
147	GB/T 14741—2009	港口吸粮机
148	GB/T 14743—2009	港口轮胎起重机
149	GB/T 14783—2009	轮胎式集装箱门式起重机
150	GB/T 14784—2013	带式输送机 安全规范
151	GB/T 14976—2012	流体输送用不锈钢无缝钢管
152	GB 15052—2010	起重机 安全标志和危险图形符号 总则
153	GB/T 15096—2008	液粘调速离合器
154	GB/T 15361—2009	岸边集装箱起重机
155	GB/T 16178—2011	场(厂)内机动车辆安全检验技术要求
156	GB/T 16562—1996	港口高塔柱式轨道起重机技术条件
157	GB/T 16905—1997	集装箱正面吊运起重机试验方法
158	GB 16994—1997	油码头安全技术基本要求
159	GB/T 17119—1997	连续搬运设备 带承载托辊的带式输送机 运行功率和张力的计算
160	GB/T 17495—2009	港口门座起重机
161	GB/T 17496—2009	港口门座起重机修理技术规范
162	GB/T 17908—1999	起重机和起重机械 技术性能和验收文件
163	GB/T 17909.1—1999	起重机 起重机操作手册 第1部分：总则
164	GB/T 17909.2—2010	起重机 起重机操作手册 第2部分：流动式起重机
165	GB/T 17918—2008	港口散粮装卸系统粉尘防爆安全规程
166	GB/T 17938—1999	工业车辆 电动车辆牵引用铅酸蓄电池 优先选用的电压
167	GB/T 17992—2008	集装箱正面吊运起重机安全规程
168	GB/T 18224—2008	桥式抓斗卸船机安全规程
169	GB/T 18354—2006	物流术语
170	GB/T 18384.1—2015	电动汽车 安全要求 第1部分：车载可充电储能系统
171	GB/T 18384.2—2015	电动汽车 安全要求 第2部分：操作安全和故障防护
172	GB/T 18384.3—2015	电动汽车 安全要求 第3部分：人员触电防护
173	GB/T 18385—2005	电动汽车 动力性能 试验方法
174	GB/T18387—2008	电动车辆的电磁场辐射强度
175	GB/T 18438—2001	港口起重机 验收试验规则
176	GB/T 18439—2001	港口起重机 稳定性基本要求
177	GB/T 18441—2009	港口起重机 供需文件
178	GB/T 18453—2001	起重机 维护手册 第1部分：总则
179	GB/T 18488.1—2015	电动汽车用驱动电机系统 第1部分：技术条件
180	GB/T 18488.2—2015	电动汽车用驱动电机系统 第2部分：试验方法
181	GB/T 18849—2011	机动工业车辆 制动器性能和零件强度
182	GB/T 18874.1—2002	起重机 供需双方应提供的资料 第1部分：总则
183	GB/T 18874.4—2009	起重机 供需双方应提供的资料 第4部分：臂架起重机

续表

序号	标 准 编 号	标 准 名 称
184	GB/T 18874.5—2002	起重机　供需双方应提供的资料　第5部分：桥式和门式起重机
185	GB/T 18875—2002	起重机　备件手册
186	GB/T 19056—2003	汽车行驶记录仪
187	GB/T 19402—2003	客运地面缆车技术规范
188	GB/T 19683—2005	轨道式集装箱门式起重机
189	GB/T 19836—2005	电动汽车用仪表
190	GB/T 19912—2005	轮胎式集装箱门式起重机安全规程
191	GB/T 19924—2005	流动式起重机　稳定性的确定
192	GB 20062—2006	流动式起重机　作业噪声限值及测量方法
193	GB/T 20070—2006	道路车辆　牵引车与半挂车之间的机械连接互换性
194	GB/T 20118—2006	一般用途钢丝绳
195	GB/T 20234.1—2011	电动汽车传导充电用连接装置　第1部分：通用要求
196	GB/T 20234.3—2011	电动汽车传导充电用连接装置　第3部分：直流充电接口
197	GB 20237—2006	起重冶金和屏蔽电机安全要求
198	GB/T 20303.1—2006	起重机　司机室　第1部分：总则
199	GB/T 20303.2—2006	起重机　司机室　第2部分：流动式起重机
200	GB/T 20303.4—2006	起重机　司机室　第4部分：臂架起重机
201	GB/T 20303.5—2006	起重机　司机室　第5部分：桥式和门式起重机
202	GB/T 20305—2006	起重用钢制圆环校准链　正确使用和维护导则
203	GB/T 20652—2006	M(4)、S(6)和T(8)级焊接吊链
204	GB/T 20776—2006	起重机械分类
205	GB/T 20863.1—2007	起重机械　分级　第1部分：总则
206	GB/T 20863.2—2007	起重机械　分级　第2部分：流动式起重机
207	GB/T 20863.4—2007	起重机械　分级　第4部分：臂架起重机
208	GB/T 20863.5—2007	起重机械　分级　第5部分：桥式和门式起重机
209	GB/T 20946—2007	起重用短环链　验收总则
210	GB/T 20947—2007	起重用短环链　T级(T、DAT和DT型)高精度葫芦链
211	GB/T 21457—2008	起重机和相关设备　试验中参数的测量精度要求
212	GB/T 21458—2008	流动式起重机　额定起重量图表
213	GB/T 21467—2008	工业车辆在门架前倾的特定条件下堆垛作业　附加稳定性试验
214	GB/T 21468—2008	托盘堆垛车和高起升平台堆垛车　稳定性试验
215	GB/T 21920—2008	岸边集装箱起重机安全规程
216	GB/T 21937—2008	土方机械　履带式和轮胎式推土机的推土铲　容量标定
217	GB/T 22166—2008	非校准起重圆环链和吊链　使用和维护
218	GB/T 22414—2008	起重机　速度和时间参数的测量
219	GB/T 22415—2008	起重机　对试验载荷的要求
220	GB/T 22416.1—2008	起重机　维护　第1部分：总则
221	GB/T 22418—2008	工业车辆　车辆自动功能的附加要求
222	GB/T 22419—2008	工业车辆　集装箱吊具和抓臂操作用指示灯技术要求
223	GB/T 22420—2008	两向和多向运行叉车　稳定性试验
224	GB/T 22437.1—2008	起重机　载荷与载荷组合的设计原则　第1部分：总则
225	GB/T 22437.2—2010	起重机　载荷与载荷组合的设计原则　第2部分：流动式起重机

续表

序号	标准编号	标准名称
226	GB/T 22437.4—2010	起重机　载荷与载荷组合的设计原则　第4部分：臂架起重机
227	GB/T 22437.5—2008	起重机　载荷与载荷组合的设计原则　第5部分：桥式和门式起重机
228	GB/T 23336—2009	半挂车通用技术条件
229	GB/T 23580—2009	连续搬运设备　安全规范　专用规则
230	GB/T 23723.1—2009	起重机　安全使用　第1部分：总则
231	GB/T 23723.4—2010	起重机　安全使用　第4部分：臂架起重机
232	GB/T 23724.1—2009	起重机　检查　第1部分：总则
233	GB/T 23725.1—2009	起重机　信息标牌　第1部分：总则
234	GB/T 24347—2009	电动汽车DC/DC变换器
235	GB/T 24809.1—2009	起重机　对机构的要求 第1部分：总则
236	GB/T 24809.4—2009	起重机　对机构的要求 第4部分：臂架起重机
237	GB/T 24809.5—2009	起重机　对机构的要求 第5部分：桥式和门式起重机
238	GB/T 24810.1—2009	起重机　限制器和指示器 第1部分：总则
239	GB/T 24810.2—2009	起重机　限制器和指示器 第2部分：流动式起重机
240	GB/T 24810.4—2009	起重机　限制器和指示器 第4部分：臂架起重机
241	GB/T 24810.5—2009	起重机　限制器和指示器 第5部分：桥式和门式起重机
242	GB/T 24811.1—2009	起重机和起重机械　钢丝绳选择　第1部分：总则
243	GB/T 24811.2—2009	起重机和起重机械　钢丝绳选择　第2部分：流动式起重机　利用系数
244	GB/T 24817.1—2009	起重机械　控制装置布置形式和特性　第1部分：总则
245	GB/T 24817.2—2009	起重机械　控制装置布置形式和特性　第2部分：流动式起重机
246	GB/T 24817.4—2009	起重机械　控制装置布置形式和特性　第4部分：臂架起重机
247	GB/T 24817.5—2009	起重机械　控制装置布置形式和特性　第5部分：桥式和门式起重机
248	GB/T 24818.1—2009	起重机　通道及安全防护措施　第1部分：总则
249	GB/T 24818.2—2010	起重机　通道及安全防护措施　第2部分：流动式起重机
250	GB/T 24818.4	起重机　通道及安全防护措施　第4部分：臂架起重机(在编)
251	GB/T 24818.5—2009	起重机　通道及安全防护措施　第5部分：桥式和门式起重机
252	GB/T 25195.1—2010	起重机　图形符号　第1部分：总则
253	GB/T 25195.2—2010	起重机　图形符号　第2部分：流动式起重机
254	GB/T 25196.1—2010	起重机　状态监控　第1部分：总则
255	GB/T 25296—2010	电气设备安全通用试验导则
256	GB/T 25851.1—2010	流动式起重机　起重机性能的试验测定　第1部分：倾翻载荷和幅度
257	GB/T 26079—2010	梁式吊具
258	GB/T 26472—2011	流动式起重机　卷筒和滑轮尺寸
259	GB/T 26474—2011	集装箱正面吊运起重机　技术条件
260	GB/T 26475—2011	桥式抓斗卸船机
261	GB/T 26477.1—2011	起重机　车轮和相关小车承轨结构的设计计算　第1部分：总则
262	GB/T 26558—2011	桅杆起重机
263	GB/T 26560—2011	机动工业车辆　安全标志和危险图示　通则
264	GB/T 26561—2011	搬运6m及其以上长度货运集装箱的平衡重式叉车　附加稳定性试验
265	GB/T 26562—2011	自行式坐驾工业车辆踏板的结构与布置　踏板的结构与布置原则
266	GB/T 26885—2011	粮油机械 螺旋清仓机
267	GB/T 26945—2011	集装箱空箱堆高机

续表

序号	标准编号	标准名称
268	GB/T 26946.1 2011	侧面式叉车　第1部分：稳定性试验
269	GB/T 26946.2 2011	侧面式叉车　第2部分：搬运6m及其以上长度货运集装箱叉车的附加稳定性试验
270	GB/T 26947 2011	手动托盘搬运车
271	GB/T 26948.1—2011	工业车辆　驾驶员约束系统技术要求及试验方法　第1部分：腰部安全带
272	GB/T 26949.1—2012	工业车辆　稳定性验证　第1部分：总则
273	GB T 26949.10 2011	工业车辆　稳定性验证　第10部分：在由动力装置侧移载荷条件下堆垛作业的附加稳定性试验
274	GB/T 26950.1—2011	防爆工业车辆　第1部分：蓄电池工业车辆
275	GB/T 27542—2011	蓄电池托盘搬运车
276	GB/T 27543—2011	手推升降平台搬运车
277	GB/T 27544—2011	工业车辆　电气要求
278	GB/T 27546—2011	起重机械　滑轮
279	GB/T 27693—2011	工业车辆安全　噪声辐射的测量方法
280	GB/T 27694—2011	工业车辆安全　振动的测量方法
281	GB/T 27875—2011	港口重大件装卸作业技术要求
282	GB/T 27997—2011	造船门式起重机
283	GB/T 27998—2011	平衡式起重机
284	GB/T 28264—2012	起重机械　安全监控管理系统
285	GB/T 28591—2012	风力等级
286	GB/T 28757—2012	除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机　稳定性基本要求
287	GB/T 29560—2013	门座起重机
288	GB/T 29561—2013	港口固定式起重机
289	GB/T 30023—2013	起重机　可用性　术语
290	GB/T 30024—2013	起重机　金属结构能力验证
291	GB/T 30025—2013	起重机　起重机及其部件质量的测量
292	GB/T 30029—2013	自动导引车(AGV)　设计通则
293	GB/T 30030—2013	自动导引车(AGV)　术语
294	GB/T 30222—2013	起重机械用电力驱动起升机构能效测试方法
295	GB/T 30223—2013	起重机械用电力驱动运行机构能效测试方法
296	GB/T 30561—2014	起重机　刚性　桥式和门式起重机
297	GB/T 30574—2014	机械安全　安全防护的实施准则
298	GB 30584—2014	起重机臂架用无缝钢管
299	GB/T 31051.1—2014	起重机　工作和非工作状态下的锚定装置　第1部分：总则
300	GB/T 31051.4—2016	起重机　工作和非工作状态下的锚定装置　第4部分：臂架起重机
301	GB/T 31052.1—2014	起重机械　检查与维护规程　第1部分：总则
302	GB/T 31052.2 2016	起重机械　检查与维护规程　第2部分：流动式起重机
303	GB/T 31052.4 2017	起重机械　检查与维护规程　第4部分：臂架起重机
304	GB/T 31052.5 2015	起重机械　检查与维护规程　第5部分：桥式和门式起重机
305	GB/T 31052.7 2016	起重机械　检查与维护规程　第7部分：桅杆起重机
306	GB/T 31052.12 2017	起重机械　检查与维护规程　第12部分：浮式起重机

续表

序号	标准编号	标准名称
307	GB 50007 2011	建筑地基基础设计规范
308	GB 50017 2003	钢结构设计规范
309	GB 50052 2009	供配电系统设计规范
310	GB 50054 2011	低压配电设计规范
311	GB 50055—2011	通用用电设备配电设计规范
312	GB 50057—2010	建筑物防雷设计规范
313	GB 50058—2014	爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范
314	GB 50139—2014	内河通航标准
315	GB 50147—2010	电气装置安装工程　高压电器施工及验收规范
316	GB 50150—2006	电气装置安装工程　电气设备交接试验标准
317	GB 50168—2006	电气装置安装工程　电气线路施工及验收规范
318	GB 50169—2006	电气装置安装工程　接地装置施工及验收规范
319	GB 50170—2006	电气装置安装工程　旋转电机施工及验收规范
320	GB/T 50186—2013	港口工程基本术语标准
321	GB 50205—2001	钢结构工程施工质量验收规范
322	GB 50217—2007	电力工程电缆设计规范
323	GB 50231—2009	机械设备安装工程施工及验收通用规范
324	GB 50254—1996	电气装置安装工程　低压电器施工及验收规范
325	GB 50256—1996	电气装置安装工程　起重机电气装置施工及验收规范
326	GB 50257—2014	电气装置安装工程　爆炸和火灾危险环境电气装置施工及验收规范
327	GB 50270—2010	输送设备安装工程施工及验收规范
328	GB 50278—2010	起重设备安装工程施工及验收规范
329	GB 50431—2008	带式输送机工程设计规范
330	GB 50661—2011	钢结构焊接规范
331	AWS	美国钢结构焊接规范
332	FEM 1.001：1998	欧洲起重机械设计规范
333	FEM 4.009C：1979	无人驾驶工业车辆安全要求
334	CB/T 1102—2008	船用液压系统通用技术条件
335	CB/T 3490—2013	船用臂架起重机涂装技术条件
336	CB/T 3491—2011	船用臂架起重机金属结构制造技术要求
337	CB/T 3492—2011	船用臂架起重机安装技术条件
338	CB/T 3669—2013	船用起重机回转支承
339	CB/T 8504—2011	船厂门座起重机技术规定
340	CCS	材料与焊接规范(2014 版)
341	CCS	钢质海船入级规范(2012)
342	CCS	船舶与海上设施起重设备规范(2007 版)
343	CCS	海上拖航指南(2011 年)
344	DL/T 5137 2001	电测量及电能计量装置设计技术规程
345	DL/T 5249 2010	门座起重机安全操作规程
346	FYB/JN 1005.0 2012	内燃固定平台搬运车形式试验细则
347	GH/T 1026 2000	气力输送装置的测定
348	JB/T 1306 2008	电动单梁起重机

续表

序号	标准编号	标准名称
349	JB/T 1666—1997	履带式推土机　试验方法
350	JB/T 2300—2011	回转支承
351	JB/T 2390—2005	平衡重式叉车　基本参数
352	JB/T 2391—2007	500kg～10000kg 平衡重式叉车　技术条件
353	JB/T 2602—2001	工程机械　组合式履带总成
354	JB/T 2647—1995	带式输送机　包装技术条件
355	JB/T 3244—2005	蓄电池前移式叉车
356	JB/T 3298—1996	手动液压托盘搬运车
357	JB/T 3299—2012	手动插腿式液压叉车
358	JB/T 3300—2010	平衡重式叉车　整机试验方法
359	JB/T 3340—2005	插腿式叉车
360	JB/T 3341—2005	托盘堆垛车
361	JB/T 3695—2008	电动葫芦桥式起重机
362	JB/T 3773.1—1999	托盘搬运车　基本参数
363	JB/T 3773.2—1999	托盘搬运车　整机试验方法
364	JB/T 3773.3—1999	托盘搬运车　技术条件
365	JB/T 3811.1—1999	固定平台搬运车　基本参数
366	JB/T 3811.2—1999	固定平台搬运车　技术条件
367	JB/T 3926—2014	垂直斗式提升机
368	JB/T 3927—2010	移动带式输送机
369	JB/T 4030.1—2013	汽车起重机和轮胎起重机试验规范　第1部分：作业可靠性试验
370	JB/T 4030.2—2013	汽车起重机和轮胎起重机试验规范　第2部分：行驶可靠性试验
371	JB/T 4030.3—2013	汽车起重机和轮胎起重机试验规范　第3部分：液压系统试验
372	JB/T 4149—2010	臂式斗轮堆取料机　技术条件
373	JB/T 4198.1—2001	工程机械用柴油机　技术条件
374	JB/T 4234—2013	普通型、限矩型液力偶合器　铸造叶轮技术条件
375	JB/T 4235—1999	普通型、限矩型液力偶合器　易熔塞
376	JB/T 4237—2013	液力元件　图形符号
377	JB/T 4238.1—2005	调速型液力偶合器、液力偶合器传动装置　试验　第1部分：出厂试验方法
378	JB/T 4238.2—2005	调速型液力偶合器、液力偶合器传动装置　试验　第2部分：出厂试验技术指标
379	JB/T 4238.3—2005	调速型液力偶合器、液力偶合器传动装置　试验　第3部分：形式试验方法
380	JB/T 4238.4—2005	调速型液力偶合器、液力偶合器传动装置　试验　第4部分：形式试验技术指标
381	JB/T 4315—1997	起重机电控设备
382	JB/T 5242—2013	流动式起重机　回转机构试验规范
383	JB/T 5317—2007	环链电动葫芦
384	JB/T 5663—2008	电动葫芦门式起重机
385	JB/T 5968—2008	液粘调速器　形式和基本参数
386	JB/T 6127—2010	电动平车　技术条件

续表

序号	标准编号	标准名称
387	JB/T 6128—2008	水电站门式起重机
388	JB/T 6132—1992	埋刮板输送机 安全规范
389	JB/T 6391.1—2010	滑接输电设备 第1部分：绝缘防护型滑接输电设备
390	JB/T 6391.2—2010	滑接输电设备 第2部分：刚体滑接输电导轨装置
391	JB/T 6392—2008	起重机车轮
392	JB/T 6406—2006	电力液压鼓式制动器
393	JB/T 6471—2013	起重机电控设备 产品型号编制方法
394	JB/T 6748—2013	起重机控制台
395	JB/T 7015—2010	回转式翻车机
396	JB/T 7017—1993	起重机用液压缓冲器
397	JB/T 7019—2013	工业制动器 制动轮和制动盘
398	JB/T 7020—2006	电力液压盘式制动器
399	JB/T 7021—2006	鼓式制动器连接尺寸
400	JB/T 7306—1994	履带式推土机 技术条件
401	JB/T 7329—2008	斗轮堆取料机械 术语
402	JB/T 7330—2008	电动滚筒
403	JB/T 7334—2007	手拉葫芦
404	JB/T 7335—2007	环链手扳葫芦
405	JB/T 7337—2008	轴装式减速器
406	JB/T 7566—1994	起重机动力制动调速电控设备
407	JB/T 7679—2008	螺旋输送机
408	JB/T 7685—2006	电磁鼓式制动器
409	JB/T 7854—2008	气垫带式输送机
410	JB/T 8110.1—1999	起重机 弹簧缓冲器(正在修订)
411	JB/T 8110.2—1999	起重机 橡胶缓冲器(正在修订)
412	JB/T 8319—2013	轻小型起重机电控设备
413	JB/T 8437—1996	起重机械无线遥控装置(正在修订)
414	JB/T 8470—2010	正压浓相飞灰气力输送系统
415	JB/T 8521.1—2007	编织吊索 安全性 第1部分：一般用途合成纤维扁平吊装带
416	JB/T 8521.2—2007	编织吊索 安全性 第2部分：一般用途合成纤维圆形吊装带
417	JB/T 8727—2004	液压软管 总成
418	JB/T 8809—2010	SWL 蜗轮螺杆升降机 形式、参数与尺寸
419	JB/T 8816—1998	工程机械 驱动桥技术条件
420	JB/T 8848—1999	液力元件 系列型谱
421	JB/T 8849—2005	移动式散料连续搬运设备 钢结构设计规范
422	JB/T 8905.1—1999	起重机用三支点减速器
423	JB/T 8905.2—1999	起重机用底座式减速器
424	JB/T 8905.3—1999	起重机用立式减速器
425	JB/T 8905.4—1999	起重机用套装式减速器
426	JB/T 8906—2014	悬臂起重机
427	JB/T 8908—2013	波状挡边带式输送机
428	JB/T 9000—1999	液力偶合器 通用技术条件

续表

序号	标准编号	标准名称
429	JB/T 9001—2013	调速型液力偶合器　叶轮　技术条件
430	JB/T 9002—1999	运输机械用减速器
431	JB/T 9003—2004	起重机用三合一减速器
432	JB/T 9004.1—1999	限矩型液力偶合器　出厂试验
433	JB/T 9004.2—1999	限矩型液力偶合器　形式试验
434	JB/T 9006—2013	起重机　卷筒
435	JB/T 9007.1—1999	起重滑车　形式、基本参数和尺寸
436	JB/T 9007.1—1999	起重滑车　技术条件
437	JB/T 9008.1—2014	钢丝绳电动葫芦　形式与基本参数、技术条件
438	JB/T 9008.2—2014	钢丝绳电动葫芦　试验方法
439	JB/T 9010—1999	手拉葫芦　安全规则
440	JB/T 9012—2011	侧面式叉车
441	JB/T 9014.1—1999	连续输送设备　散粒物料性能术语及其分类
442	JB/T 9014.2—1999	连续输送设备　散粒物料物理性能试验方法的一般规定
443	JB/T 9014.3—1999	连续输送设备　散粒物料粒度和颗粒组成的测定
444	JB/T 9014.4—1999	连续输送设备　散粒物料密度的测定
445	JB/T 9014.5—1999	连续输送设备　散粒物料湿度(含水率)的测定
446	JB/T 9014.6—1999	连续输送设备　散粒物料温度的测定
447	JB/T 9014.7—1999	连续输送设备　散粒物料堆积角的测定
448	JB/T 9014.8—1999	连续输送设备　散粒物料抗剪强度的测定
449	JB/T 9014.9—1999	连续输送设备　散粒物料外摩擦系数的测定
450	JB/T 9015—1999	带式输送机用逆止器
451	JB/T 9154—2008	埋刮板输送机用链条、刮板和链轮
452	JB/T 9737—2013	流动式起重机　液压油　固体颗粒污染等级、测量和选用
453	JB/T 9738—2015	汽车起重机
454	JB/T 10052—2010	铅酸蓄电池用电解液
455	JB/T 10170—2013	流动式起重机　起升机构试验规范
456	JB/T 10380—2002	圆管带式输送机
457	JB/T 10559—2006	起重机械无损检测　钢焊缝超声检测
458	JB/T 10603—2006	电力液压推动器
459	JB/T 10750—2007	内燃牵引车
460	JB/T 10751—2007	蓄电池牵引车
461	JB/T 10816—2007	起重机用底座式硬齿面减速器
462	JB/T 10817—2007	起重机用三支点硬齿面减速器
463	JB/T 10833—2008	起重用聚氨酯缓冲器
464	JB/T 10917—2008	钳盘式制动器
465	JB/T 10936—2010	带式输送机　漏斗堵塞检测器
466	JB/T 10937—2010	带式输送机　输送带纵向撕裂检测器
467	JB/T 10938—2010	带式输送机　保护装置地址编码系统
468	JB/T 10939—2010	带式输送机　跑偏开关
469	JB/T 10958—2010	带式输送机　打滑检测器
470	JB/T 10959—2010	带式输送机　料流检测器

续表

序号	标准编号	标准名称
471	JB/T 10960　2010	带式输送机　拉绳开关
472	JB/T 11037　2010	10000kg~45000kg 内燃平衡重式叉车　技术条件
473	JB/T 11209　2011	流动式起重机　滑轮
474	JB/T 11517　2013	刮板取料机
475	JB/T 11518—2013	桥式斗轮取料机
476	JB/T 11864—2014	长期堵转力矩电动机式电缆卷筒
477	JB/T 12576—2015	轮胎起重机
478	JB/T 12989—2016	起重机械用变频器
479	JC/T 820—2012	水泥工业用空气输送斜槽
480	JGJ 81—2002	建筑钢结构焊接技术规程
481	JGJ 82—2011	钢结构高强度螺栓连接的设计施工及验收规程
482	JT/T 79—2008	港口集装箱大型起重机械检测技术规范
483	JT/T 86—2009	港口机械名称、基本参数及常用零部件图形
484	JT/T 90—2008	港口机械风载荷计算及防风安全要求
485	JT/T 93—2008	港口机械电气设备安装及检测规范
486	JT/T 245—2011	港口钢材装卸作业安全技术要求
487	JT/T 278—2007	船舶起重机安全技术操作规程
488	JT/T 295—2008	岸边集装箱起重机修理技术规范
489	JT/T 314—2009	港口电动式起重机能源利用效率检测方法
490	JT/T 326—2009	港口带式输送机能源利用效率检测方法
491	JT/T 330—1997	港口件杂货物装卸作业安全技术要求
492	JT 366—1997	客滚船码头安全技术及管理要求
493	JT/T 373—1998	斗轮式堆取料机修理技术规范
494	JT/T 392—2013	港口装卸工属具术语
495	JT 397—2007	港口危险货物集装箱作业安全规程
496	JT/T 398—2013	港口输油臂
497	JT/T 400—2016	港口门座起重机安全规程
498	JT/T 403—1999	港口散货抓斗基本类型及参数系列
499	JT/T 407—1999	油船防静电缆绳技术条件
500	JT/T 421—2000	港口固定起重机安全规程
501	JT 461—2001	港口水泥装卸作业安全技术要求
502	JT/T 463—2001	港口气垫带式输送机
503	JT/T 474—2002	港口轮胎起重机修理技术规范(正在修订)
504	JT/T 556—2004	港口防雷与接地技术要求
505	JT/T 557—2004	港口装卸区域照明照度及测量方法
506	JT/T 561—2004	港口台架式起重机安全规程
507	JT/T 562—2004	港口轮胎起重机安全规程
508	JT/T 563　2004	港口浮式起重机
509	JT/T 564　2004	港口缆车起重机
510	JT/T 565　2004	港口缆车起重机安全规程
511	JT/T 566　2004	轨道式集装箱门式起重机安全规程
512	JT/T 567　2004	港口货运斜坡缆车

续表

序号	标准编号	标准名称
513	JT/T 568 2004	港口货运斜坡缆车安全规程
514	JT/T 585 2004	港口机械 数字式角度检测仪
515	JT/T 586 2004	港口机械 负荷传感器 二次仪表
516	JT/T 587 2004	港口机械 数字式起重力矩限制器
517	JT/T 588—2004	港口机械 输送带速度检测仪
518	JT/T 622—2005	港口机械电气安全规程
519	JT/T 717—2008	港口连续装卸机械修理技术规范
520	JT/T 727—2008	集装箱吊具全回转装置
521	JT/T 733—2008	港口机械钢结构表面防腐涂层技术条件
522	JT/T 805—2011	邮轮码头登船桥
523	JT/T 806.1—2011	电动轮胎式集装箱门式起重机 第1部分：总则
524	JT/T 806.2—2011	电动轮胎式集装箱门式起重机 第2部分：刚性滑触线式
525	JT/T 806.3—2011	电动轮胎式集装箱门式起重机 第3部分：高架滑触线式
526	JT/T 806.4—2011	电动轮胎式集装箱门式起重机 第4部分：电缆卷筒式
527	JT/T 846—2012	港口起重机回转支承
528	JT/T 880—2013	港口牵引车
529	JT/T 1044—2016	港口螺旋式连续卸船机
530	JT/T 1056—2016	港口牵引车安全规程
531	JT/T 1072—2016	链斗式连续卸船机
532	JT/T 1073—2016	散货连续装船机
533	JT/T 1074—2016	港口起重机金属结构裂纹检测与维修规范
534	JT/T	港口翻车机系统修理技术规范(在编)
535	JT/T	邮轮码头登船桥安全规程(在编)
536	JT/T	散货连续装船机安全规程(在编)
537	JT/T	港口客运斜坡缆车(在编)
538	JT/T	集装箱自动导引车(在编)
539	JT/T	臂架起重机检测技术规范(在编)
540	JTJ 297—2001	码头附属设施技术规范
541	JTS 144-1—2010	港口工程荷载规范
542	JTS 152—2012	水运工程钢结构设计规范
543	JTS 153-3—2007	海港工程钢结构防腐蚀技术规范
544	JTS 165—2013	海港总体设计规范
545	JTS 180-2—2011	运河通航标准
546	JTS 196-7—2007	长江三峡库区港口客运缆车安全设施技术规范
547	JTS 197—2011	港口货运缆车安全设施技术规范
548	JTS 257—2008	水运工程质量检验标准
549	MH/T 6028—2016	旅客登机桥
550	NB/T 20234 2013	核电厂专用起重机设计准则
551	QC/T 222 2010	自卸车通用技术条件
552	QC/T 413 2002	汽车电器设备基本技术条件
553	QC/T 741 2006	车用超级电容器
554	QC/T 743 2006	电动汽车用锂离子蓄电池

续表

序号	标准编号	标准名称
555	SH/T 3152　2007	石油化工粉粒产品气力输送工程技术规范
556	SY/T 5298　2002	港口装卸用输油臂
557	TB/T 1357　2007	铁路门式起重机
558	TSG 01　2014	特种设备安全技术规范制定导则
559	TSG Q5001—2009	起重机械使用管理规则
560	TSG Q7001—2006	起重机械制造监督检验规则
561	TSG Q7002—2007	桥式起重机形式试验细则
562	TSG Q7003—2007	门式起重机形式试验细则
563	TSG Q7007—2007	门座起重机形式试验细则
564	TSG Q7010—2007	桅杆起重机形式试验细则
565	TSG Q7014—2008	起重机械安全保护装置形式试验细则
566	TSG Z7005—2015	特种设备无损检测机构核准规则
567	YB/T 5055—2014	起重机用钢轨

附录B

港口机械典型产品



3E级超大型岸边集装箱起重机



3E PLUS 超大型岸边集装箱起重机

资料来源：上海振华重工(集团)股份有限公司

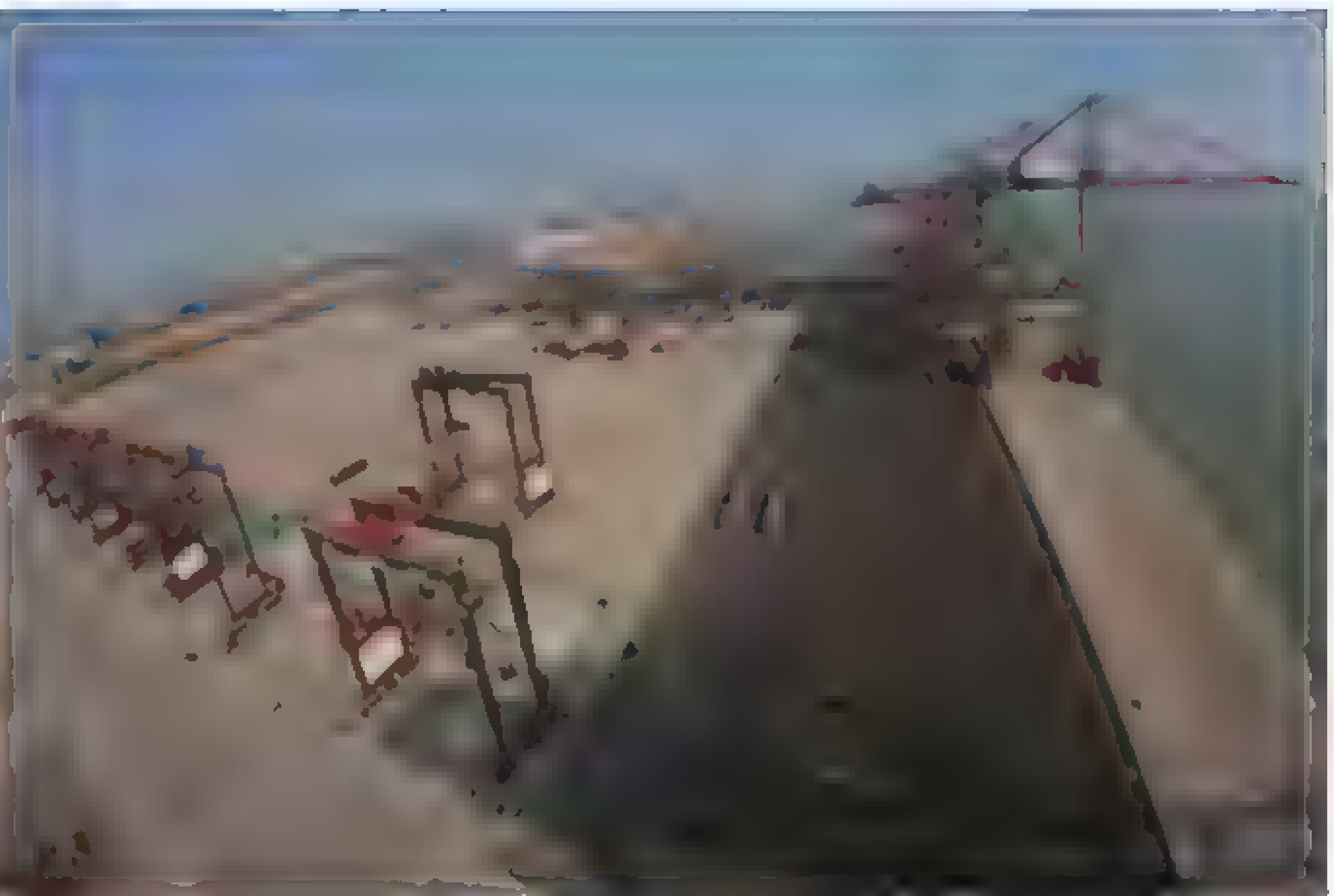


全桁架大梁岸边集装箱起重机

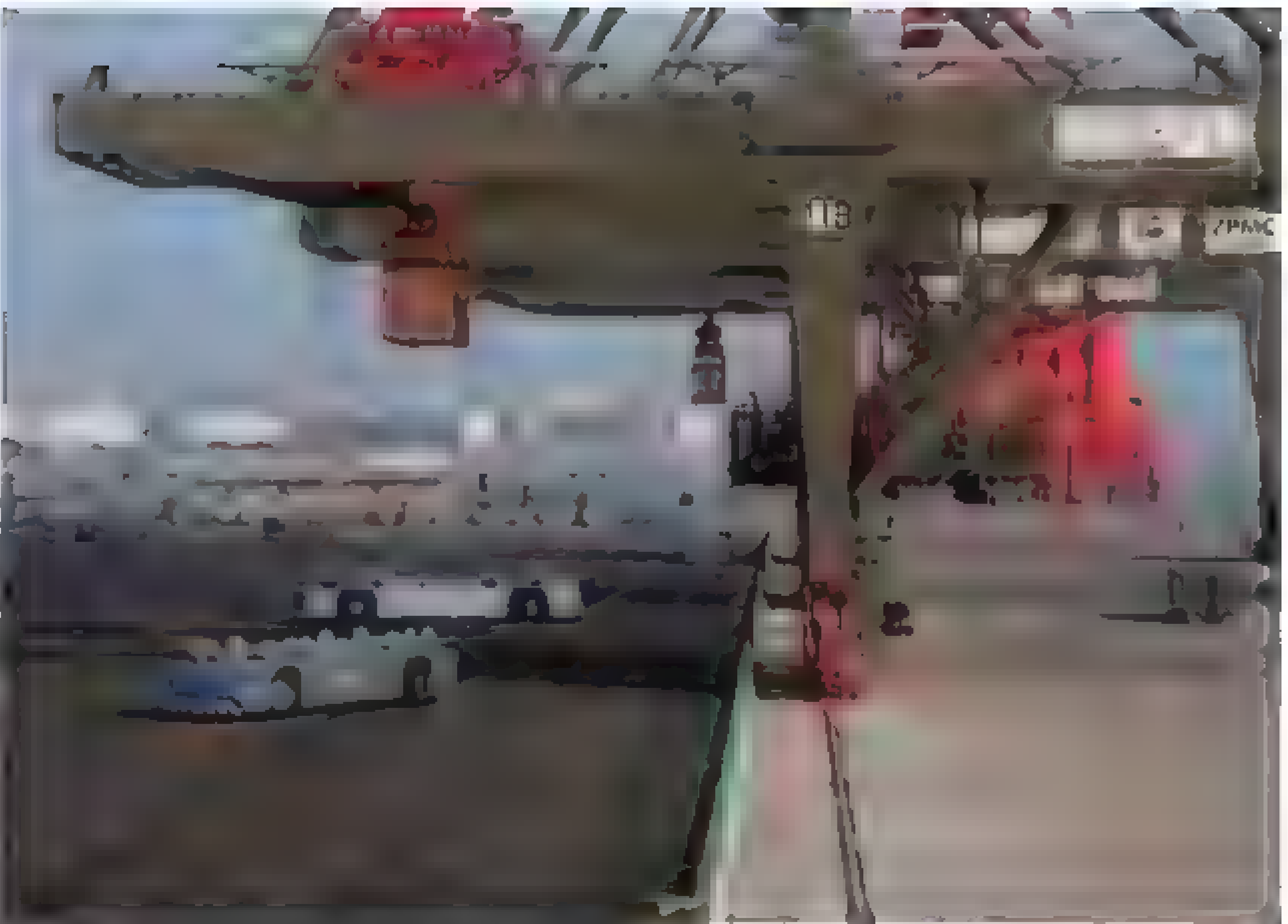


新一代自动化码头大型双起升双小车岸边集装箱起重机

资料来源：上海振华重工（集团）股份有限公司



厦门远海自动化码头(全景)



厦门远海自动化码头(局部)



新加坡PSA码头集装箱自动导引车(AGV)



集装箱跨运车

资料来源：上海振华重工(集团)股份有限公司



3600t浮式起重机



岸边集装箱起重机

资料来源：青岛海西重机有限责任公司



轨道式集装箱门式起重机



港口门座起重机



轮胎式集装箱门式起重机



桥式抓斗卸船机



1600t造船门式起重机

资料来源：青岛海西重机有限责任公司



FQ32-32浮式起重机



GQ120-30固定式起重机

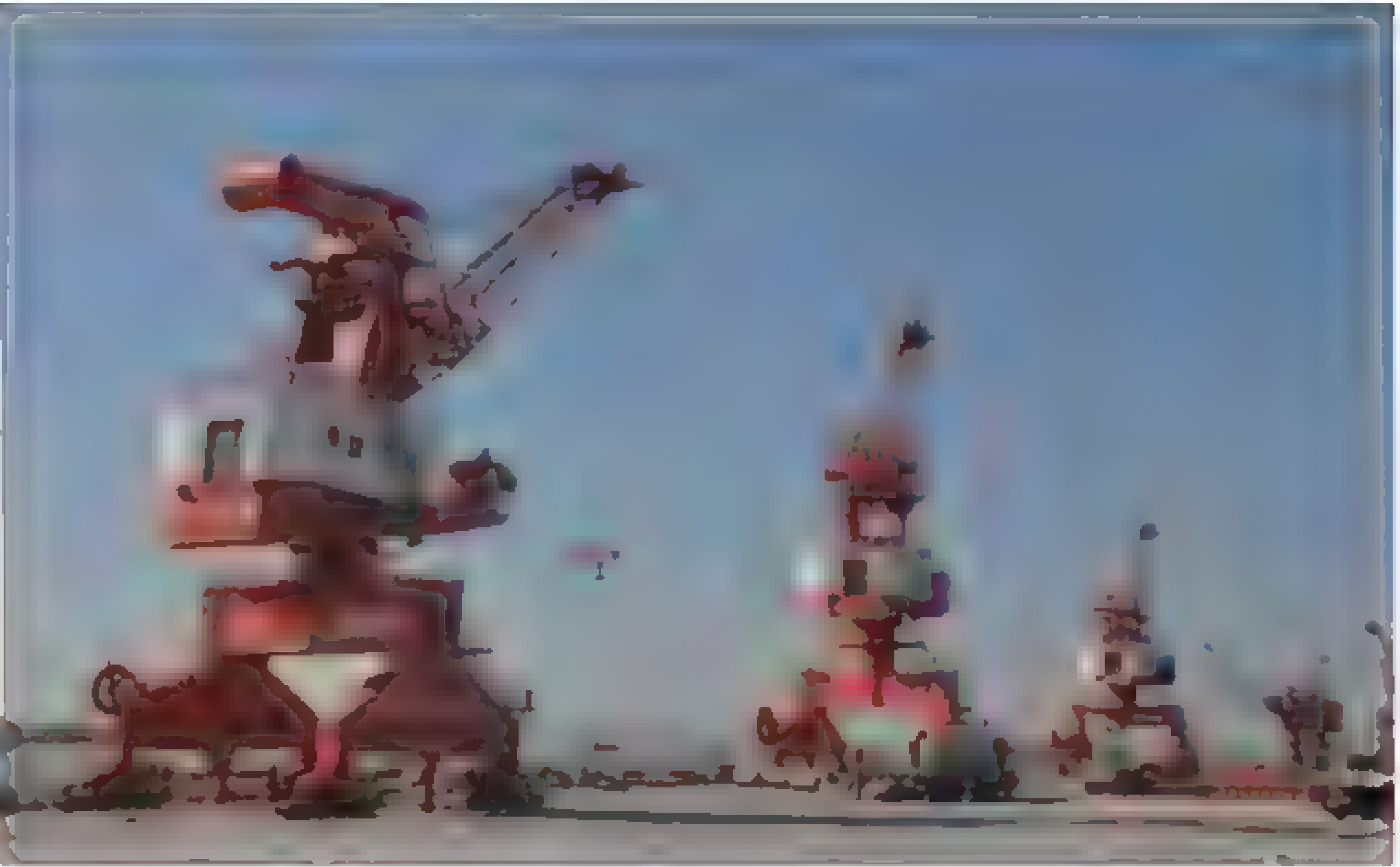


MJ35-40 堆场用轨道式集装箱门式起重机



MJ40.5-30装卸船、堆场多用途轨道式集装箱门式起重机

资料来源：湖南中铁五新重工有限公司



MQ45-40港口门座起重机



MQS45-30港口门座起重机



RMGD型50t门式起重机



RMGD型900t轨行式门式起重机

资料来源：湖南中铁五新重工有限公司



臂式圆形刮取料机



桥式刮板取料机

资料来源：泰富重装集团有限公司



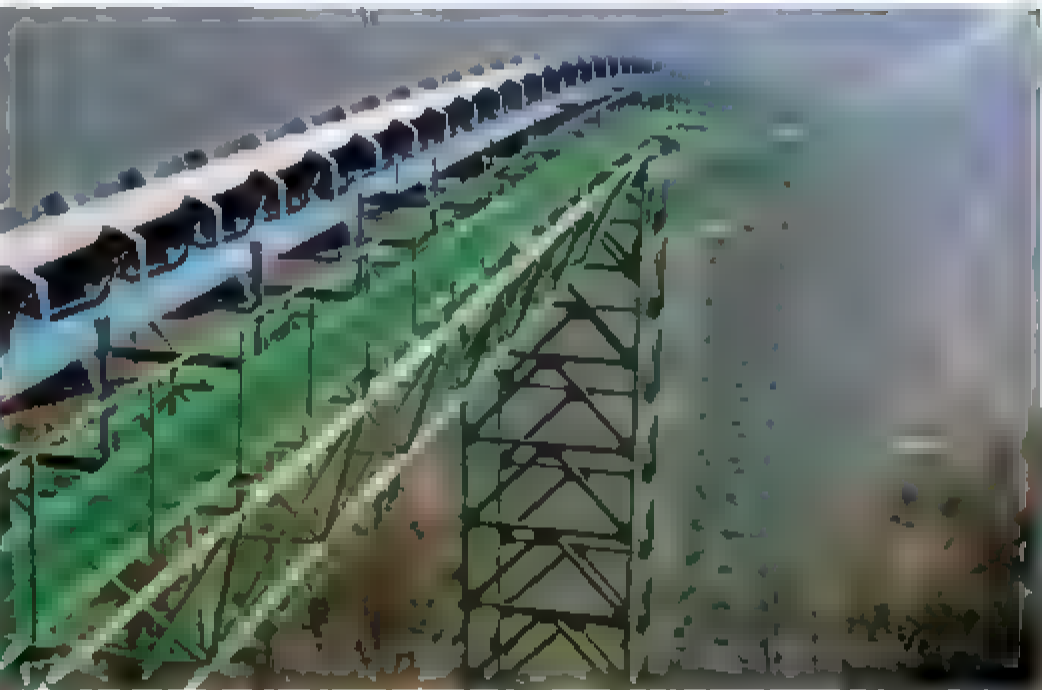
臂式斗轮堆取料机
(最大堆料能力20000t/h　最大取料能力16000t/h
最大回转半径60m)



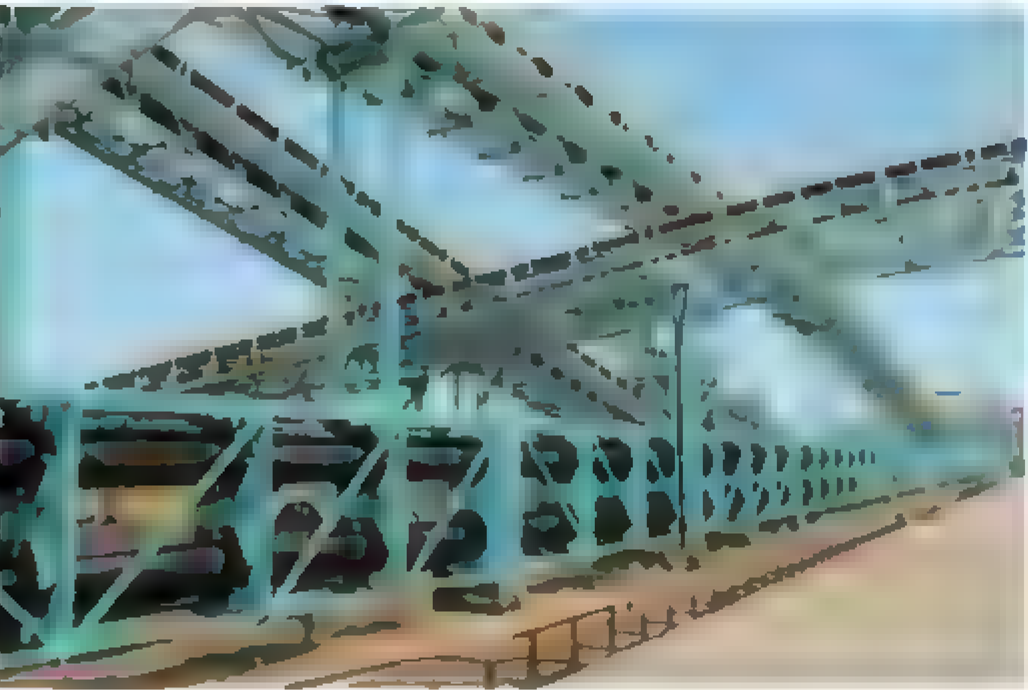
桥式双斗轮混匀取料机



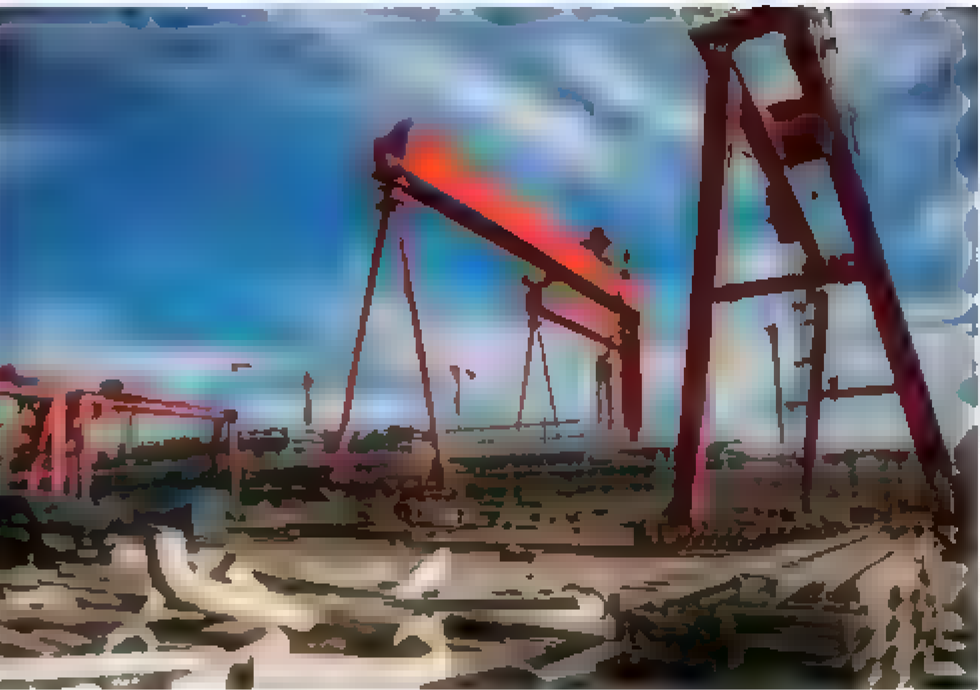
港口门座起重机
(最大起重量160t，最大幅度60m)



普通带式输送机
(最大带宽2600mm　最大带速8m/s，最大输送能力
16000t/h(矿石)，8400t/h(煤炭))



圆管带式输送机
(最大管径ϕ700mm　最大运距9000m　最大输送
能力6000t/h(矿石)，3500t/h(煤炭))



造船门式起重机
(最大起重量1200t　最大跨距236m)

资料来源：泰富重装集团有限公司



通用门座起重机



DM55t-50m带斗门座起重机



带斗门座起重机



轮胎式集装箱门式起重机

资料来源：南京港机重工制造有限公司



岸边集装箱起重机



绿色环保皮带式连续卸船机

资料来源：南京港机重工制造有限公司



岸边集装箱起重机(整机发往印尼[illegible]港务集团)



自动化轨道式集装箱门式起重机(整机发往韩国釜山新港)



65t-65m岸边集装箱起重机(整机发往[illegible]港)



41t-30m铁路[illegible]轨道式集装箱门式起重机

资料来源：无锡华东重型机械股份有限公司



下置式1500t/h桥式抓斗卸船机



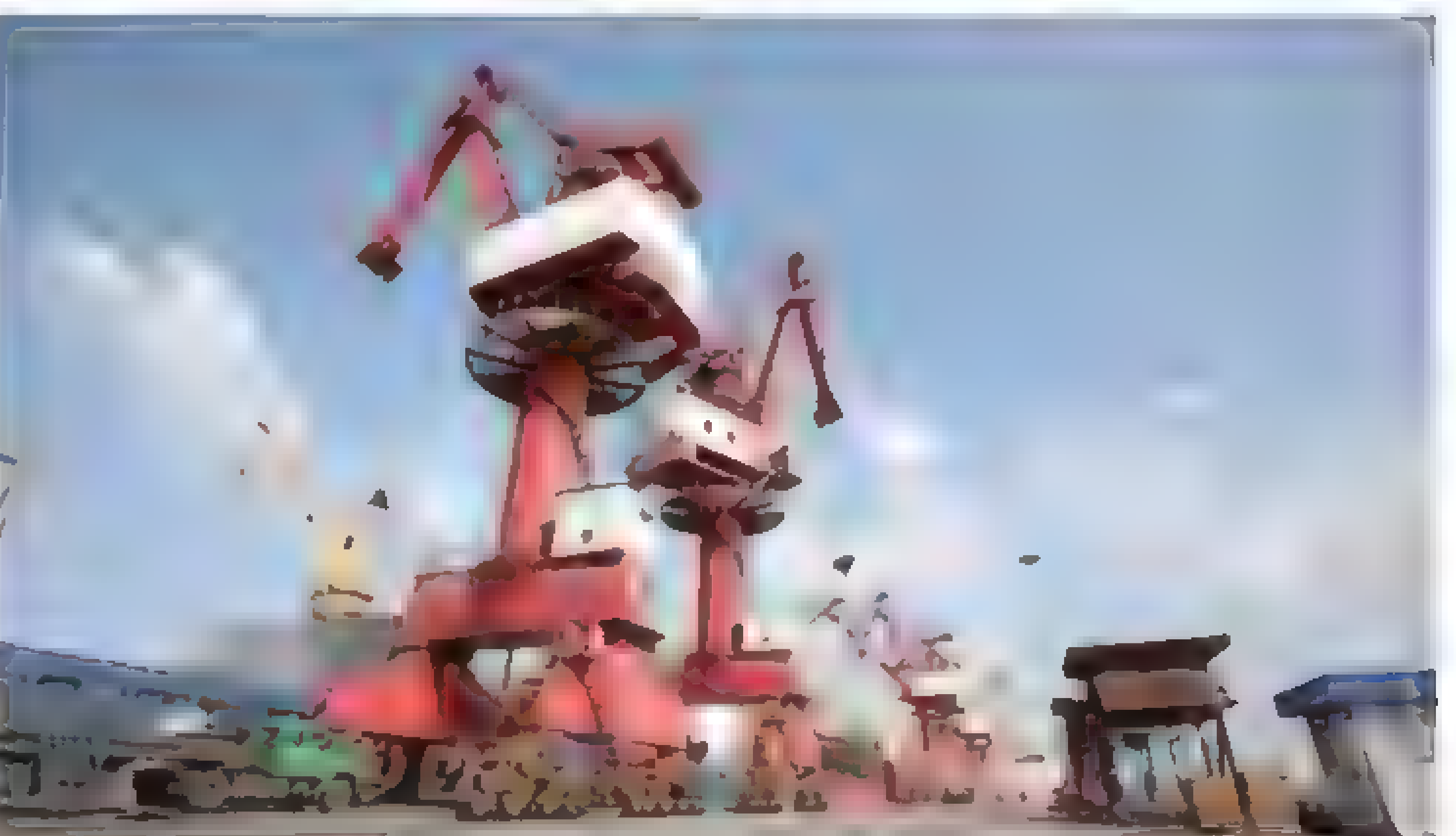
上置式2100t/h桥式抓斗卸船机

资料来源：杭州华新机电工程有限公司


1500t/h散货连续装船机


75t岸边集装箱装卸桥


50t岸边集装箱起重机


40t-37m港口门座起重机

资料来源：杭州华新机电工程有限公司

港迪HF500系列起重专用变频器



400V 变频器　　690V 变频器

功能特点：

(1) 矢量型起重专用变频器；
(2) 无速度传感器（开环）矢量控制，实现零速时200% 转矩输出；
(3) 强过载能力，每5min允许1min的150%过载或5s的200%过载；
(4) 内置恒功率控制功能；
(5) 实时负载检测，具有优异的动态响应特性；
(6) 带负载电动机动态自学习（小于50%负载）；
(7) 安全可靠的抱闸控制功能；
(8) 宽电压运行范围380～460V，波动范围-15%～+10%，且可满载运行；
(9) 功率范围5.5～800kW。

港迪HF500A系列整流回馈

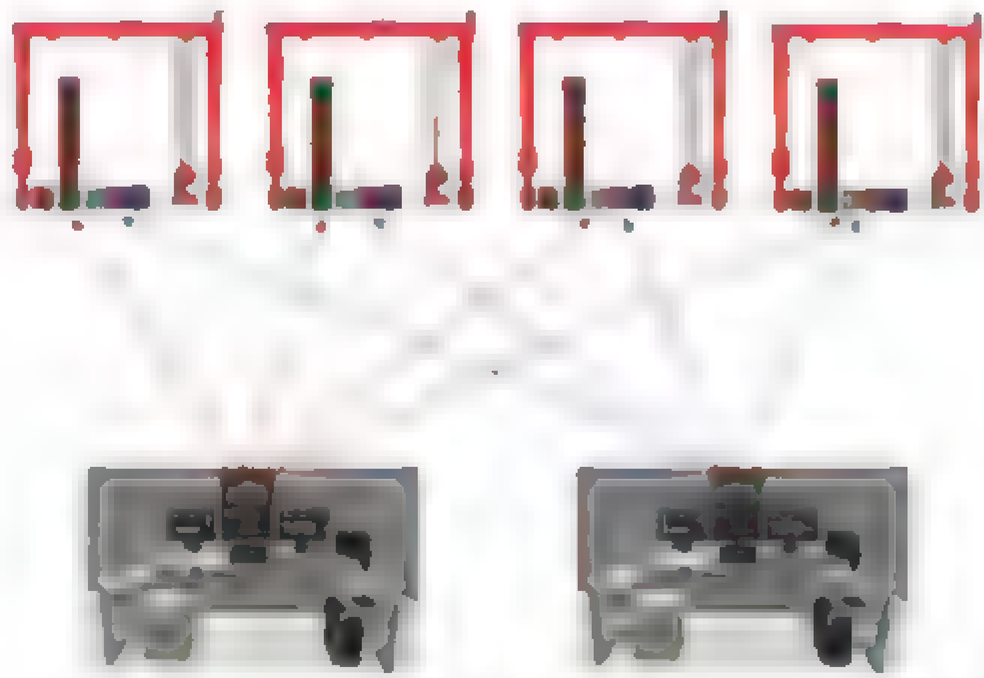


400V整流回馈　　690V整流回馈

功能特点：

(1) 采用IGBT功率元件，稳定、可靠，实现能量双向流动，节省电能；
(2) 起升负载工况下，节能率可达50%以上；
(3) 能提高传动设备的功率因数，无论整流还是回馈时，设备功率因数可达0.999；
(4) 回馈到电网的电能质量高，电流谐波含量小于3%(按照GB/T 24337—2009满载时测量)；
(5) 宽电压运行范围380～460V，波动范围-15%～+10%，且能输出稳定的直流母线电压；
(6) 成柜型产品分户内和户外型，户外型自带散热空调；
(7) 模块化设计，模块间接线采用插座形式对接，只需插拔就可轻松连接；
(8) 功率范围75～2400kW。

港迪智能远程控制解决方案



实现功能：

(1) 港口生产作业任务下发解析及优化功能；
(2) 起重运输机械实现空间三维定位，实时检测避险功能；
(3) 起重运输机械实时远程操作功能；
(4) 起重设备集装箱堆场内自动引导与对位功能；
(5) 起重运输机械的视频传输及存储功能，中控室与设备现场双向通话功能。



技术特点：

(1) 完善的四绳吊具防摇技术；
(2) 完善的堆场内轮廓扫描技术；
(3) 完善的堆场内集卡引导及检测技术；
(4) 完善的机械设备状态监控技术。

资料来源：武汉港迪电气有限公司



RMG45-45轨道式集装箱门式起重机



港口固定式起重机



MQ5030港口门座起重机



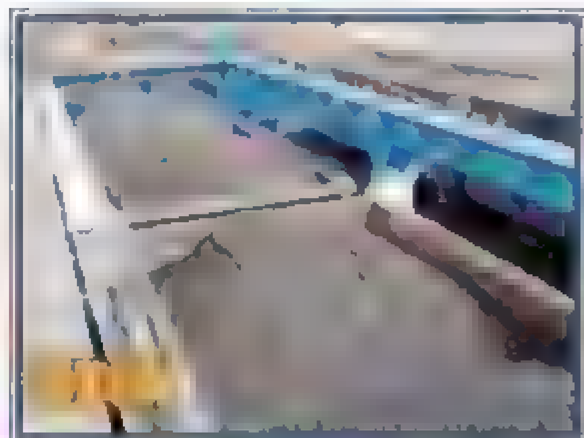
LX1000螺旋卸船机

资料来源：广东永通起重机械股份有限公司



螺旋平料机系列产品

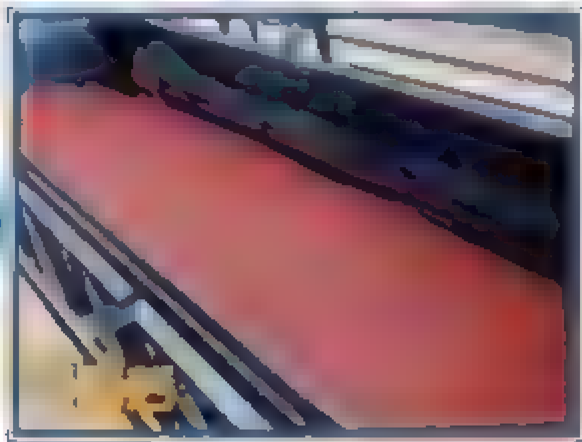
煤炭





磷铁矿





螺旋平料机平料效果

螺旋平料机功能特点

(1) 平料效率高，高于装车效率；

(2) 工作适应性强，适用于多种物料；

(3) 平料效果好，无需人工辅助；

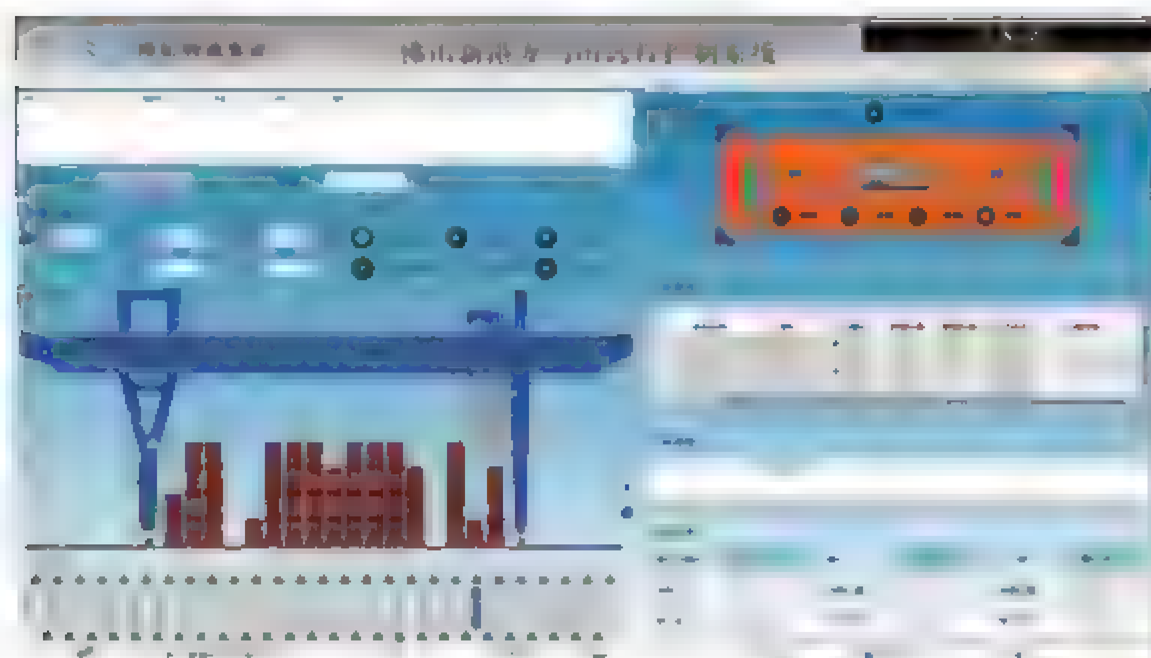
(4) 操作简便，安全可靠。



● 刚柔耦合自适应斗轮　● L形螺旋卸船机　● 智能袋物装卸车机　● 滚动式多用途散货堆装机　● 气固二相流螺旋分离取料器　● FZP系列风力自锁防爬器

资料来源：武汉开锐海洋起重技术有限公司





轨道式集装箱门式起重机远程控制



岸边集装箱起重机远程控制



电气房



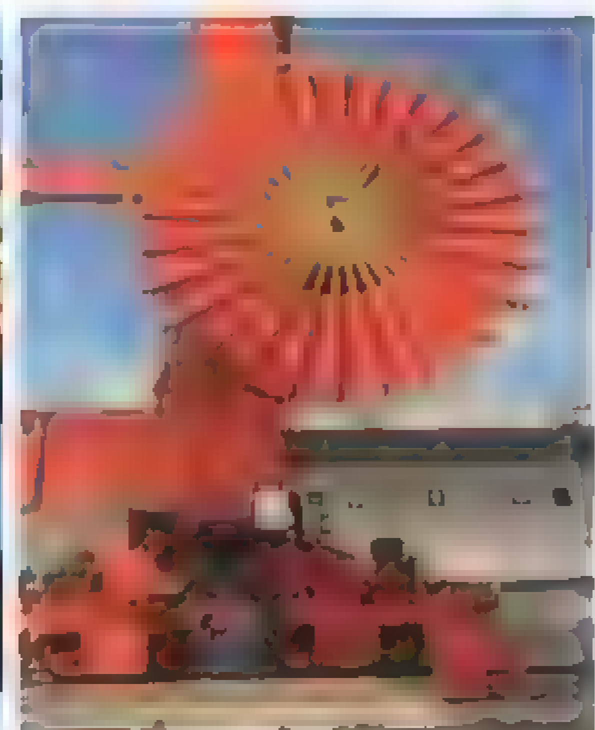
司机室



电气柜冲淋试验

ϕ7.2m超大直径电缆卷筒→





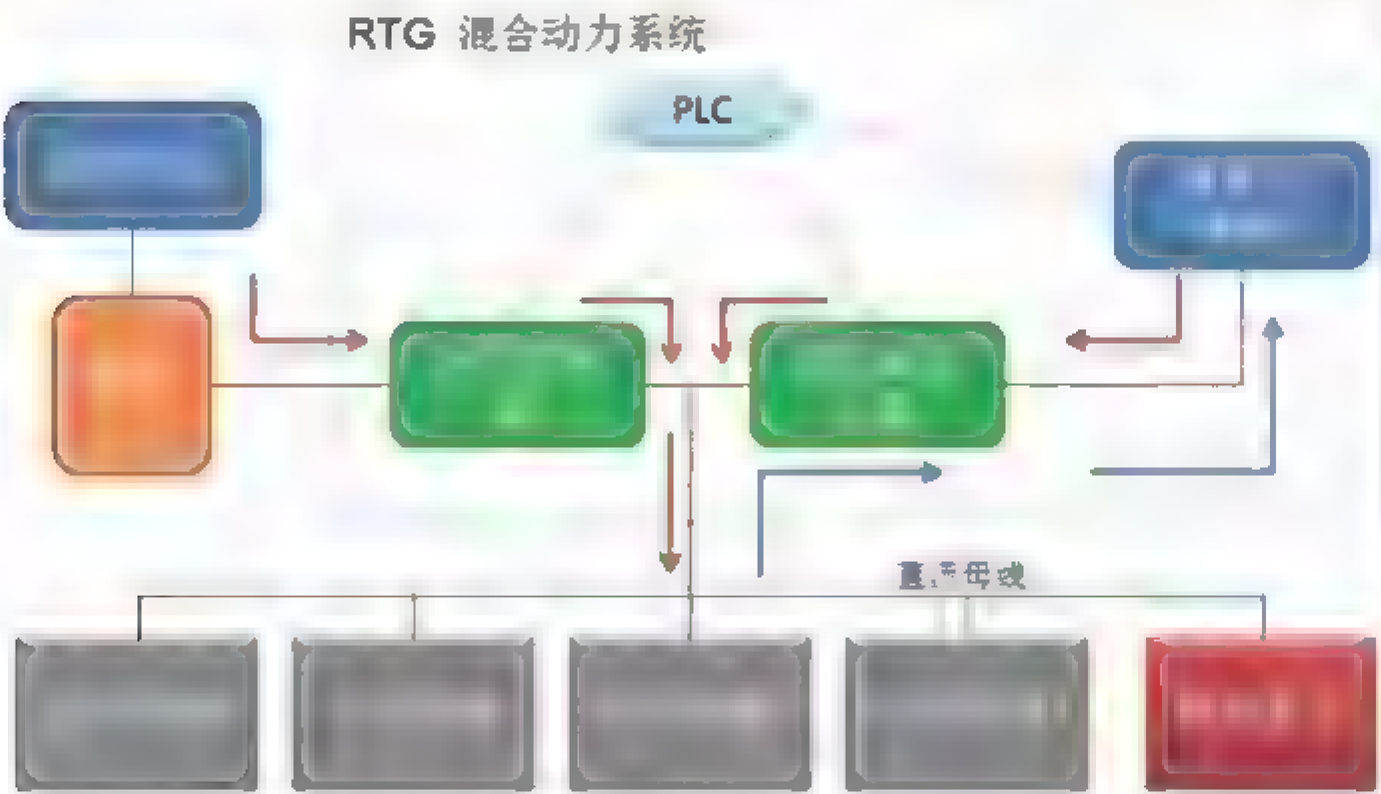
资料来源：常州基腾电气有限公司

RTG混合动力系统

RTG混合动力系统包括：升压变频器，蓄电池充放电变频器，蓄电池及BMS，PLC和其他控制元件等。当起吊重物时，柴油发动机和电池一起提供能量将重物拉起(如下图中，能量流向由红色箭头所示)；在下放重物时，通过充放电控制系统将重物下放的能量储存在蓄电池内(能量流向由蓝色箭头表示)，为下一循环的提升提供能量。该系统旨在减少柴油发动机容量，同时又保证了RTG在堆场的灵活性



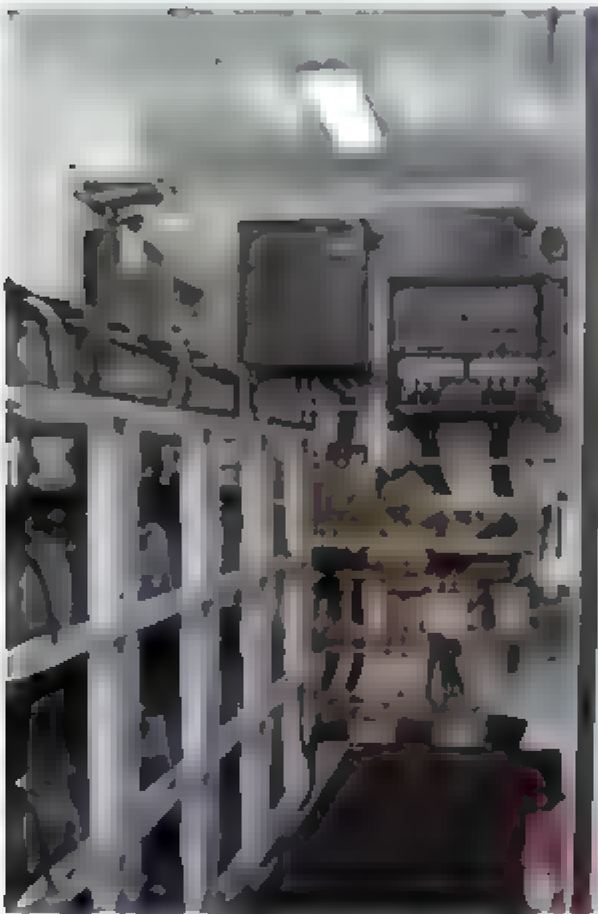
安装了混合动力系统的RTG



混合动力系统工作原理



大功率防爆电池箱



集成式混合动力房



分体式混动力电气房



分体式混动力电池房

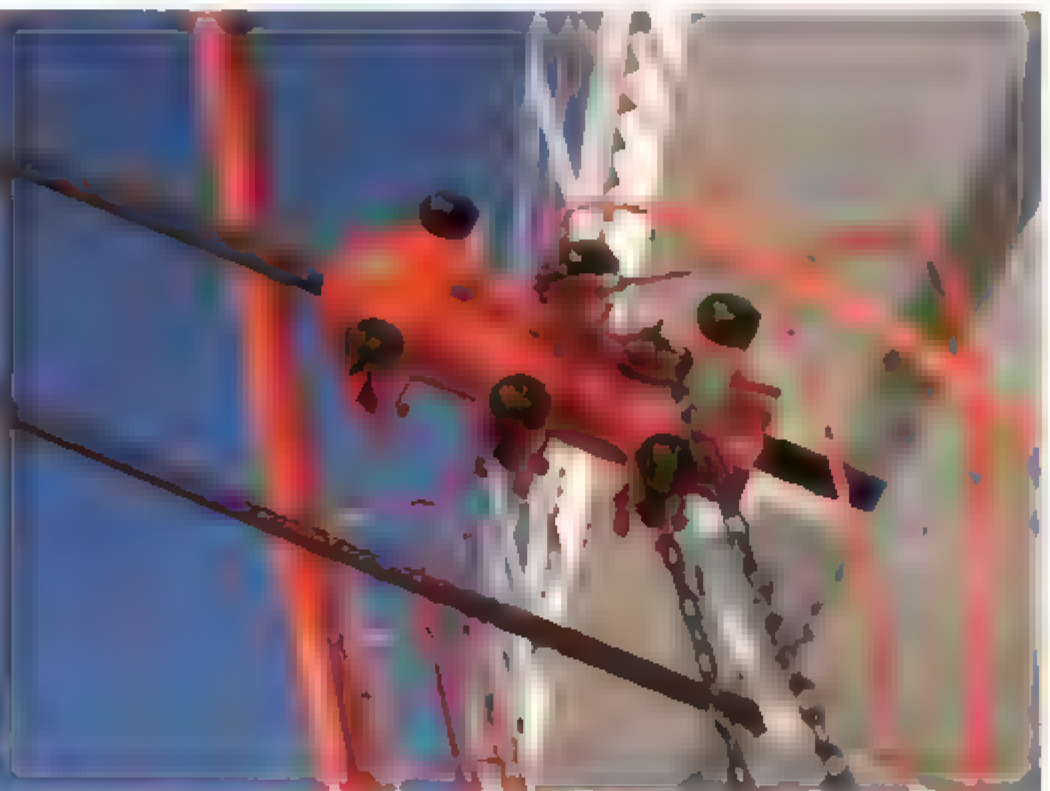
资料来源：常州基腾电气有限公司

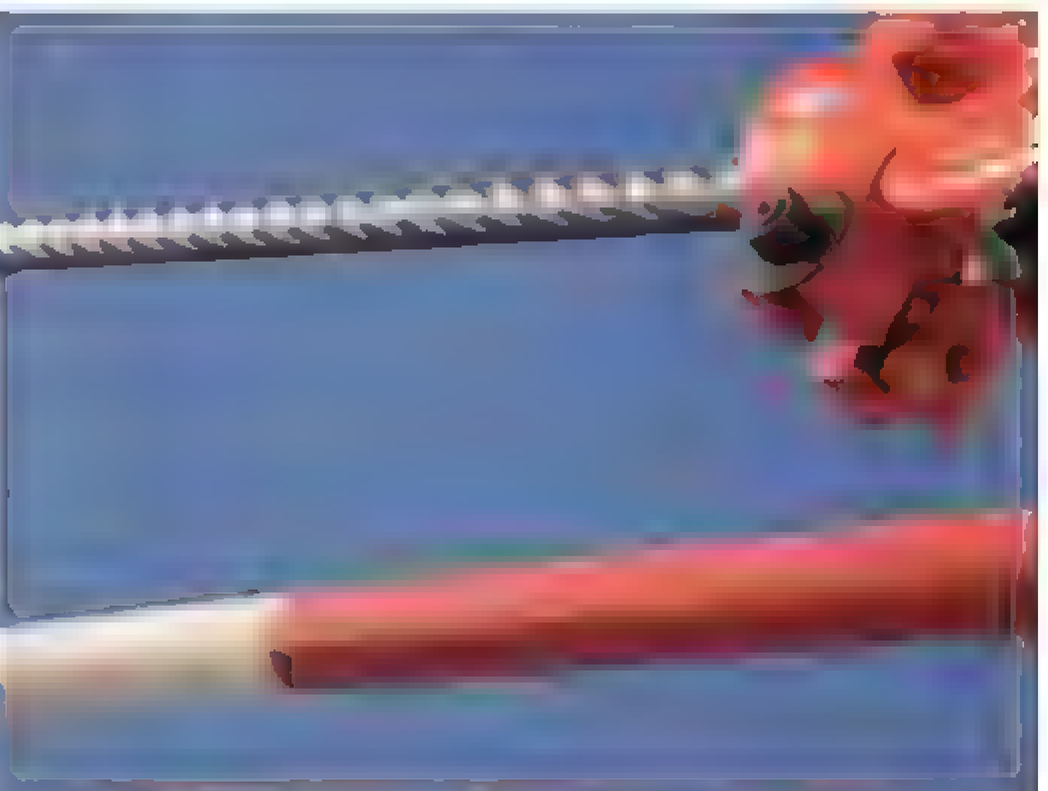

缓冲器系列产品


钢丝绳清洁润滑器(气动系列)


钢丝绳清洁润滑器(电动系列)


钢丝绳清洁润滑过程(一)

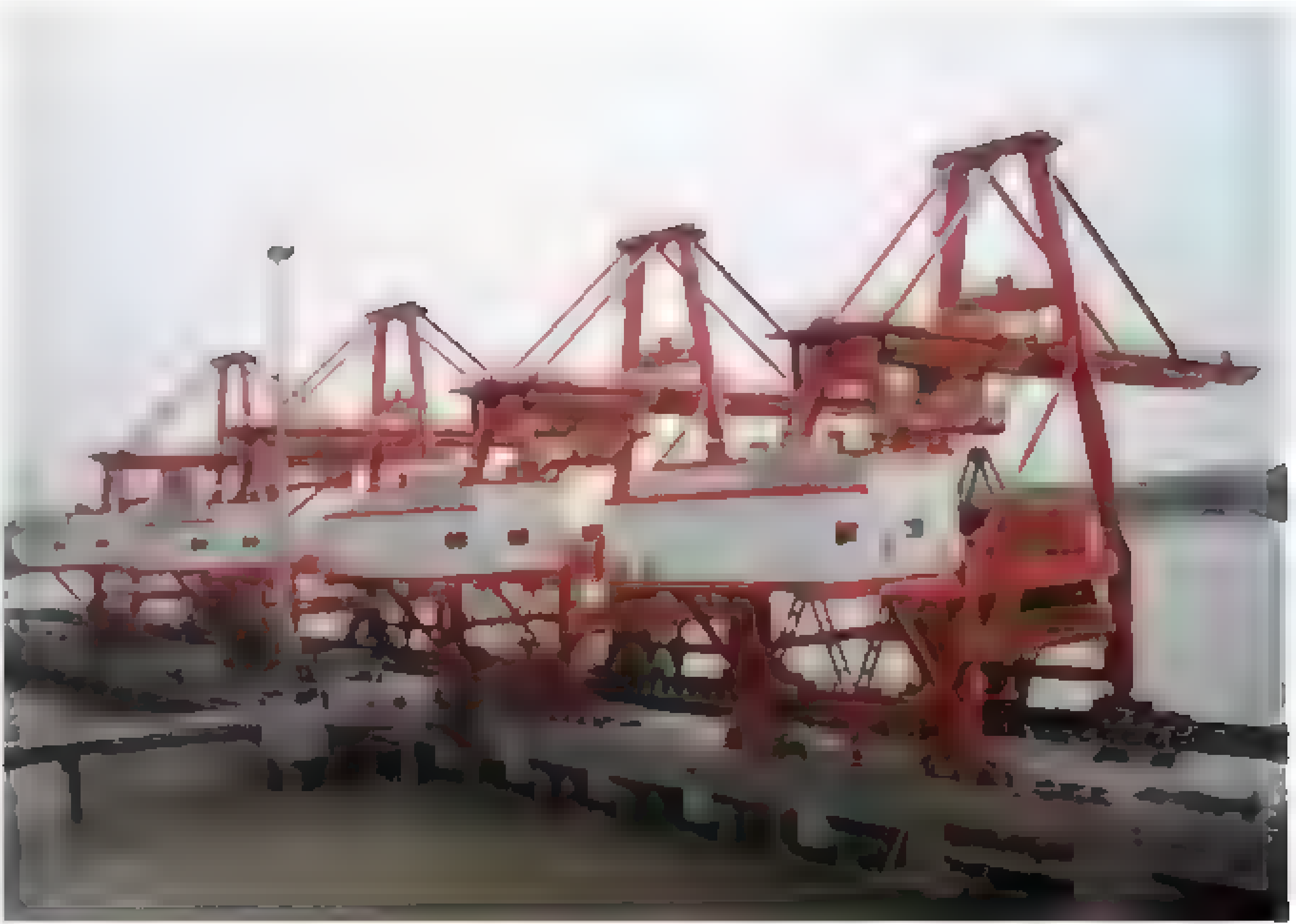

钢丝绳清洁润滑过程(二)


钢丝绳清洁润滑效果

资料来源：营口恒力机械有限公司



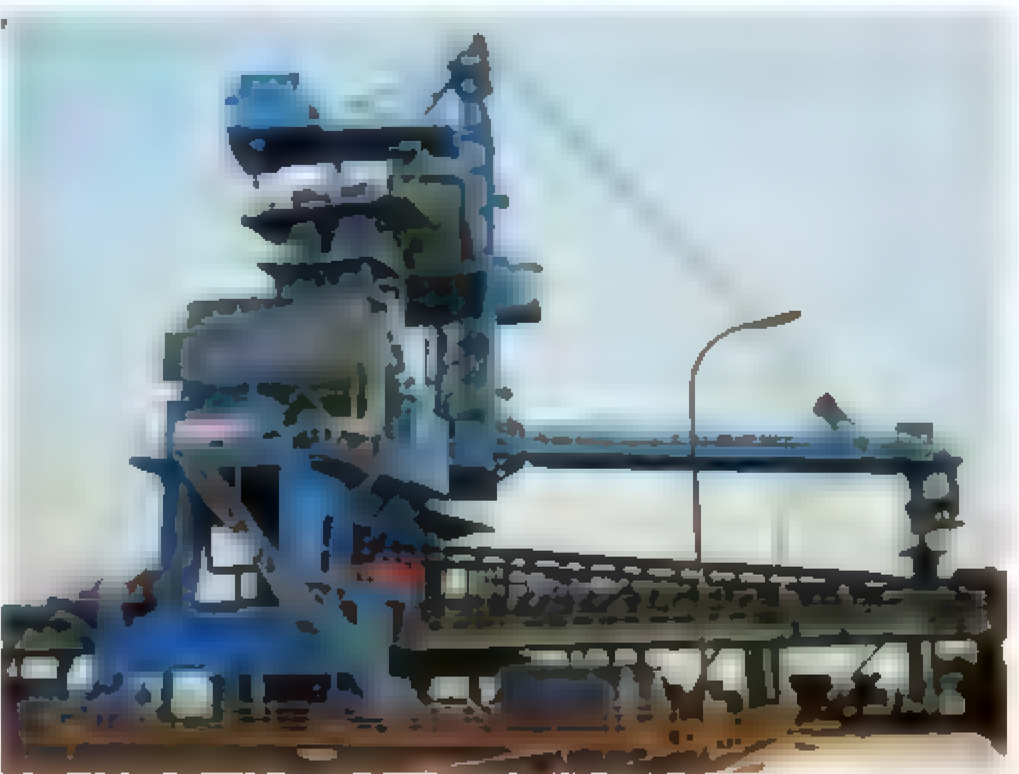
上置式桥式抓斗卸船机



上置式桥式抓斗卸船机



全回转散货连续装船机

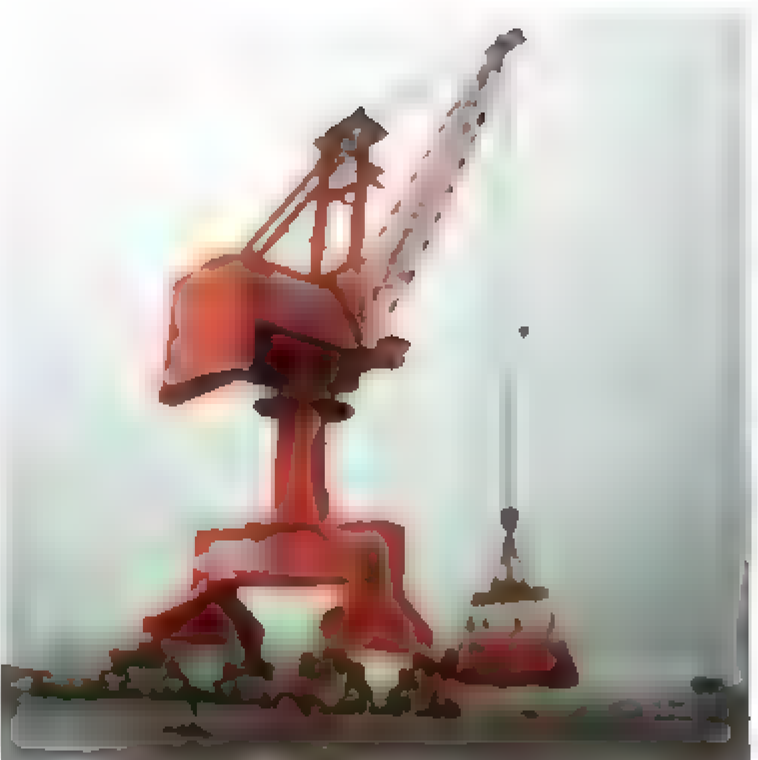


包装水泥连续装船机



火车装车机

资料来源：江苏工力重机有限公司


250t门座起重机


圆形堆取料机


斗轮堆取料机


钢板装卸桥


岸边集装箱起重机

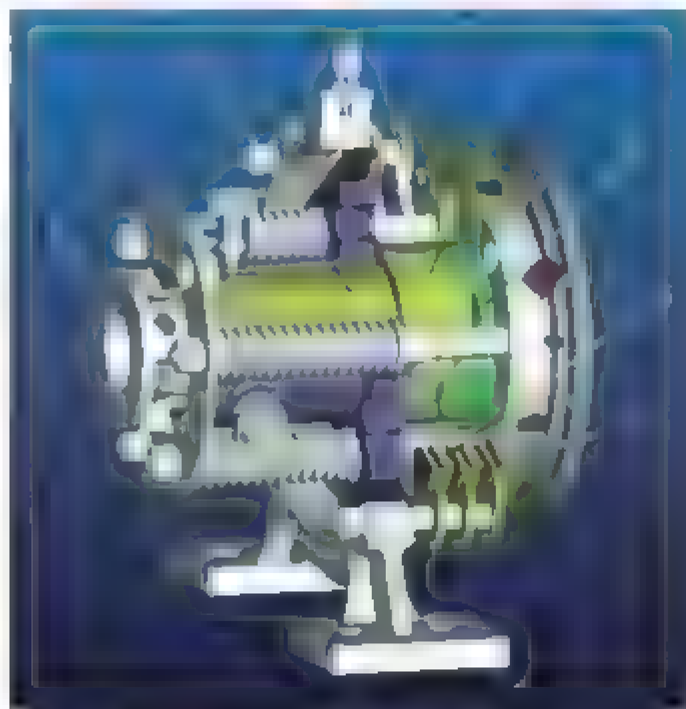

轨道式集装箱门式起重机

资料来源：江苏工力重机有限公司

惯性制动器

惯性制动技术突破了传统的外力源(如电磁铁、电力液力推杆等)制动模式，其基本原理是：由主动力(惯性力)克服制动作用力解除制动，与从动力(负载)在运动体内部构成一个内力平衡系统；利用运动体自身的惯性力，通过特定的装置转换为制动该运动体的制动力。其功能特点为：

(1)手动打开；(2)动态防风；(3)应力释放。



惯性制动器工作原理图

1—花键轴；2—制动弹簧；3—顶压套；
4—主动顶；5—从动顶；6—制动环；
7—摩擦片

产品分类：

(1) QGZ-PI系列：卧式和立式安装，具有手动打开、动态防风、法兰连接、应力释放功能



(2) QGZ-PD系列：卧式安装，具有手动打开、动态防风、应力释放功能，已广泛应用于港口大型起重机运行机构。



(3) QGZ-PM系列：卧式安装，具有手动打开、动态防风、应力释放功能，适用于极端环境下大型起重运输设备的大车运行制动要求



(4) 三合一系列：卧式和立式安装，具有手动打开、动态防风、应力释放功能。



K系列减速机、QGZ-PI系列制动器、电动机任选。这种驱动装置适合于悬挂安装、柔性支承的安装结构。便于安装，维修；启、制动平稳；使用寿命长。现已在多驱动的大型起重运输设备上广泛采用

资料来源：　长沙三占惯性制动有限公司

电子机械式轮边制动器

DLBZ电子机械式轮边制动器由微电机、减速传动装置、具有单向逆止和分离功能的电磁保持器、滚珠丝杠幅、凸轮增力机构、弹簧制动缸、制动夹钳和电控系统组成。由微电机带动滚珠丝杠幅压缩弹簧松闸，电磁保持器维持松闸状态，通过控制电磁保持器释放压缩弹簧使制动夹钳上闸。

电子机械式轮边制动器采用夹钳结构，通过高性能的摩擦衬垫与轮缘侧面摩擦产生抗风阻力。具有非常稳定的摩擦性能和防风制动效果。它体积小、结构紧凑、安装简易，单台设备可设置多台轮边制动器，并且具有在紧急状态下实施动态紧急制动的功能，使整机具有较高的防突发阵风的能力。



使用特点：

(1) 松闸推力大，动作迅速准确，效率高，使用成本低，维护简单，使用寿命长。

(2) 能使采用这种松闸装置的制动器具有长时间保持松闸状态的功能，可以使轨道式大型港口起重机作业时大车运行机构处于自由状态，有利于起重机动载应力的释放，消除冲击，减少机构的疲劳损伤。

(3) 不同于传统液压松闸装置，这种电子机械式轮边制动器没有液压系统容易出现的液压管、密封件老化、液压件磨损、漏油、系统乏力、阀芯卡死等故障现象，更有利于保护环境，节约能源。

YWK脚踏变频变力制动器

由制动架、PED变频推动器、变频调速控制器和脚踏控制器四部分组成。

通过调整脚踏控制器的踩下幅度来改变变频控制器的输出频率，得以改变PED变频推动器的电机转速与推杆的推力，从而改变制动器的制动力矩大小，力矩大小和脚踏控制器踩下幅度呈线性关系。



性能特点：

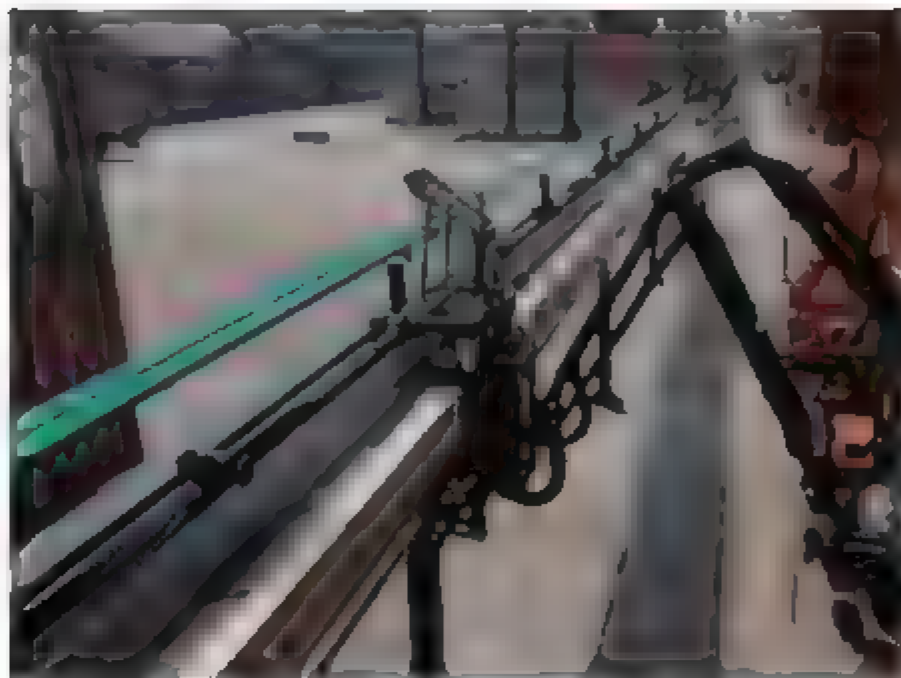
(1) YWK-KW/ZS脚踏变频变力制动器可通过改变脚踏控制器的踩下幅度适时改变制动力矩的大小和制动时间。制动器动作灵敏，制动力矩增长、回落迅速。特有的力矩加载器设计使得制动结合没有冲击，实现了软制动。

(2) 脚踏控制器根据人体学设计。长踏板型，操作压力20~60N，踩下轻松、感觉沉稳。手动控制可在短时持续制动时减轻操作强度，并可通过手动旋扭调整力矩大小。

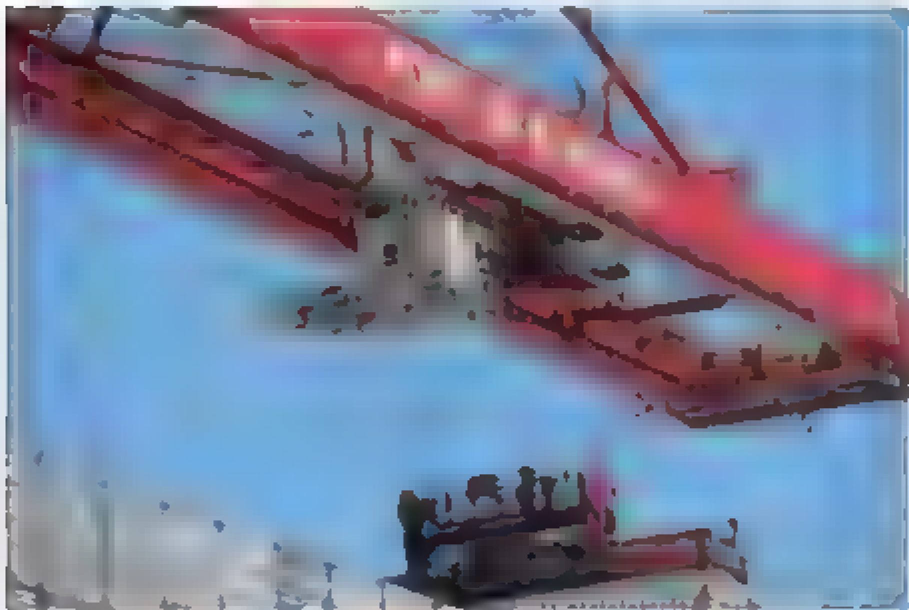
(3) 制动手轮可以实现断电、停机、故障时自动自锁制动，启动时自动打开；亦可由手动控制实现自锁和打开；在紧急状态下还可由人工转动制动手轮实现自锁和打开。自锁机构制动时，工作制动延时1.5s，力矩增长时间0.5s；完全打开时间不大于2s。自动、手动功能可自由转换。

(4) 电动式磨损自动补偿装置可在每次打开自锁制动时自动检测并进行自动补偿调节。电动补偿装置在摩擦材料使用寿命内实现电动补偿，补偿精度为每次单侧0.3mm，并设有摩擦材料磨损极限指示。在自动功能时，每停止、启动一次系统即可完成一次磨损补偿。

资料来源：长沙三占惯性制动有限公司



HW系列RTG大车滑触线+波导通信系统



HW系列岸边集装箱起重机小车滑触线+无线通信系统



电缆卷筒

技术特点：PLC控制技术；使用寿命长；全气候工况下作业



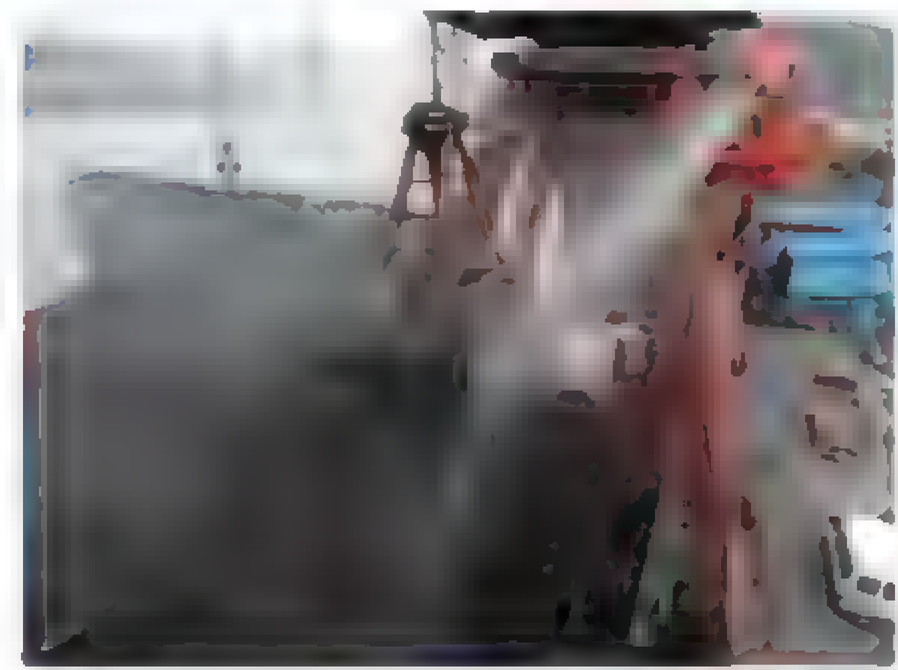
AECT自动取电系统

技术特点：体积小，重量轻，运行安全可靠；全电动控制，结构简单；PLC控制，人机界面；适应全气候工况，维护量少



轻型焊接滑轮

技术特点：磨损少；使用寿命长；中频淬火，硬度HRC40-50



喷雾除尘系统

技术特点：动力强、射程远、覆盖范围广、喷雾快，可以实现大面积喷雾；变频控制节水节能；安装简便；操作灵活



DLC系列电缆拖车

技术特点：滚轮采用特殊材料和工艺处理，轴承全密封设计，免维护，使用寿命长；结构设计优化，重量轻，抗震性能强，使用可靠性高

资料来源：上海振华重工(集团)宁波伟隆传动机械有限公司

CHCP系列紧凑型变频调速电动机

CHCP系列紧凑型变频调速三相异步电动机，是以变频调速装置为供电电源的专用电动机，能与国内外各种变频装置配套，组成变频调速系统。



技术特点：电动机结构紧凑、外观精巧、调速范围广、过载能力强，可用于驱动各种形式的起重机械及其他类似设备

YHDE系列变极调速电动机

YHDE系列电动机是钢丝绳电动葫芦专用新型变极调速笼型电动机

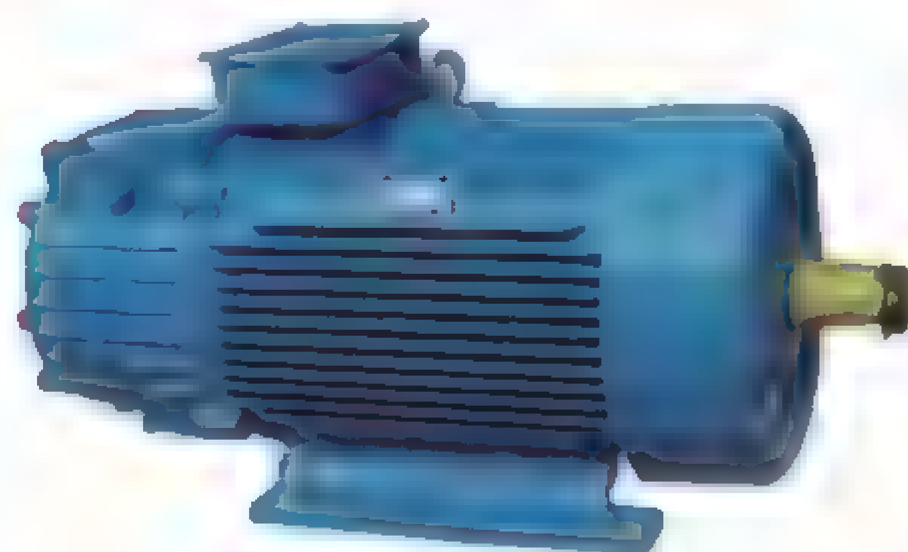




技术特点：电动机定子采用特殊变极绕组，六根引出线。电动机具有恒转矩调速特性，调速比为1:4、1:6。快挡用于正常升降及行走，慢挡用于机械启动、微动及慢就位(准确定位)，具有启动电流小、切换电流小、启动力矩大、切换力矩大、机械冲击小、过载能力强等优势，而且该系列电动机采用圆柱形鼠笼转子，体积小，重量轻，控制系统简单，维修方便，可靠性高。

YZR、YZ系列三相异步电动机

YZR、YZ系列冶金及起重用绕线转子与鼠笼转子三相异步电动机适用于各种类型的起重机械及其他类似设备的电力驱动。



技术特点：具有较高的过载能力和机械强度，适用于短时或断续周期性工作制，频繁启动、制动及有显著的振动与冲击的设备。

YZP系列变频调速电动机

YZP系列冶金及起重用变频调速三相异步电动机用于驱动各种形式的起重机械及其他类似设备，是以变频调速装置为供电电源的专用电动机，能与国内外各种变频装置配套，组成变频调速系统



技术特点：电动机调速范围广、过载能力强、运行稳定、可靠、效率高，尤其适用于短时或断续运行，频繁启动、制动、过载及显著振动与冲击的设备

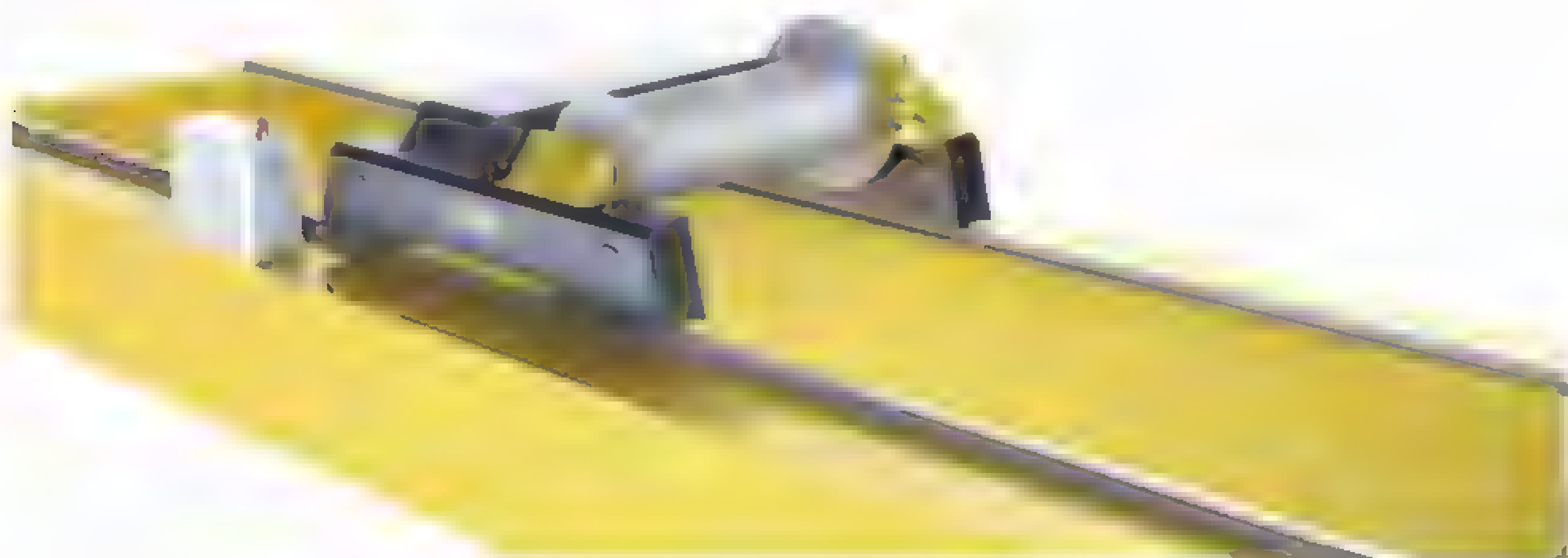
资料来源：中国长江航运集团电机厂

新型起重机永磁直驱起升机构

新型起重机永磁直驱起升机构由低速大扭矩永磁电机、安全管理系统和控制系统组成。该机构通过电动机的低速大扭矩功能和电动机卷筒的一体化，取消了传统起升机构的电动机-传动轴-联轴器-减速机-卷筒的四连传动结构，实现直驱传动。卷筒带动钢丝绳运行，实现桥式起重机的起升动作。

新型起重机永磁直驱起升机构颠覆了传统起重机的四连机构，节电、节材、高度低、重量轻、噪声小、无污染、工作效率高，技术水平世界领先，被科技部列入国家科技支撑计划项目，被工信部列入《首台(套)重大技术装备推广应用目录》。

主要性能特点：①取消了减速机及传动机构，体积小、重量轻、高度低。②高效节能：综合节电25.7%以上。③降噪环保，噪声50dB以内；没有传动齿轮，废油零排放。④安全可靠，配置先进的主动安全管理系统，开机前自诊断、运行中随时监测制动力矩等安全参数，发现问题及时预警。在突然停电状态下即使制动器失灵，也能保护吊物缓慢下降，避免安全事故发生。⑤速比1：300，比普通起重机1：10的速比高出30倍，还有轻载快速功能，大幅度提高工作效率。⑥精密控制，毫米级定距点动，带载启动不下滑，具有标配微速运行等功能，可广泛用于起重运输、通用机械、矿山开采、海上重工、电梯、风力发电、水电、火电等行业。







资料来源：江西工埠机械有限责任公司

MD300防撞测距仪



MD300防撞测距仪以非接触方式测量距离和速度，无需反射物，测量频率可达2kHz。它采用激光脉冲的"时间-飞行"测量原理，特别适用于远距离(最远3000m)测量或在恶劣工业环境下工作。

MD300防撞测距仪结构紧凑、设置简单，且配置了标准接口，方便安装和调试。有RS232、RS422、SSI、Profibus DP、Analog、Switchingoutput等接口可供选择。标准产品可提供包括加热、状态显示和瞄准等配置。模块化配置便于人们为特殊用途轻松搭配配件或特殊模块。

MD300防撞测距仪适用于港口起重机臂架防撞保护和堆取料设备大车运行防撞保护或测距工作场合，目前已在荷兰鹿特丹港，中国宝钢、太钢、黄骅港、烟台港、青岛港，印尼，巴西，克罗地亚等地投入使用。

产品特点：

(1) 检测范围0.5～3000m；

(2) 适合室外恶劣工况；

(3) 受港口灯光影响小；

(4) 对面无需接收端。



岸边集装箱起重机前大梁防撞保护装置



散货堆场斗轮堆取料机大车运行防撞保护装置

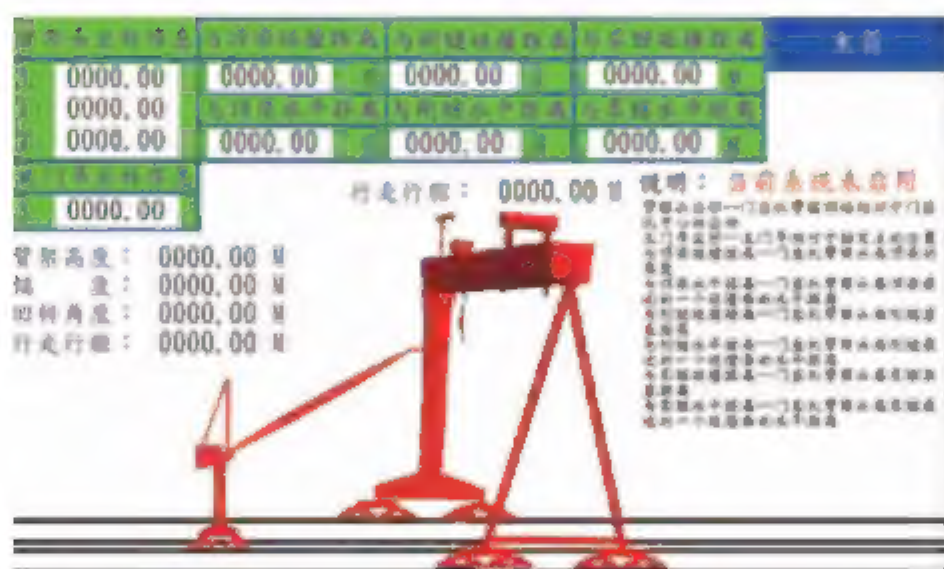
资料来源：华欧汇智(北京)科技有限公司



起重机电气控制系统



起重机械安全监控管理系统



起重机械防碰撞控制系统



起重设备远程监控信息化平台



起重机司机室



起重机电气房



起重机控制台



起重机控制台主令控制器

资料来源：扬戈科技股份有限公司



港口散粮系统平面布置图



港口散粮筒仓系统



L型邮轮码头登船桥(一)



L型邮轮码头登船桥(二)

资料来源：交通运输部水运科学研究院



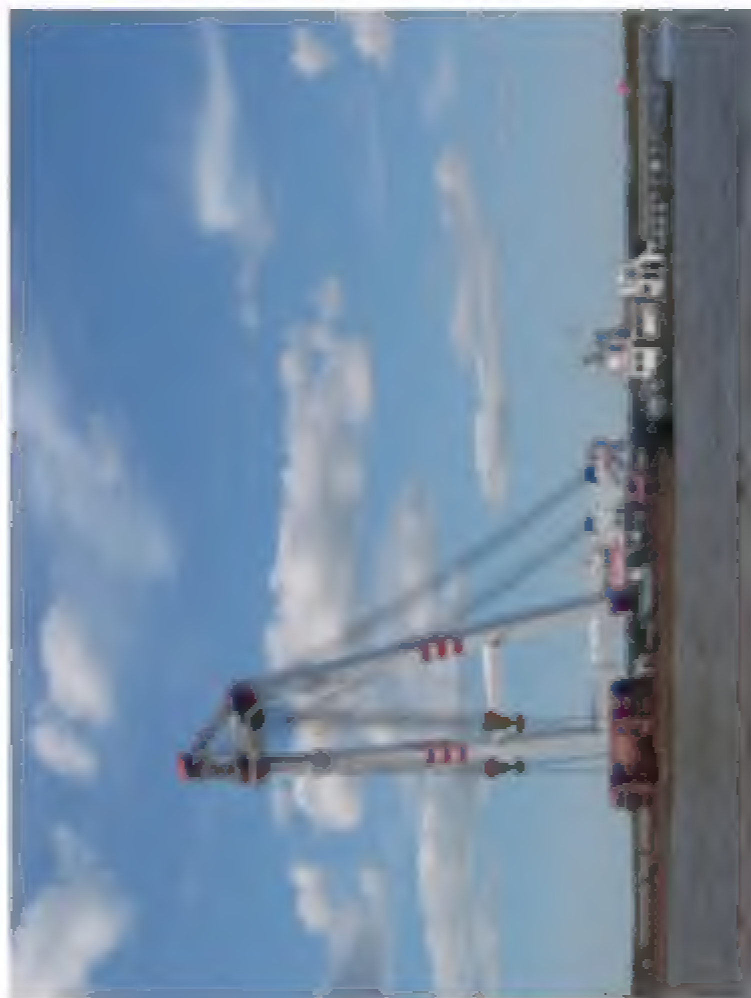
轻型轮胎式集装箱门式起重机



轨道式集装箱门式起重机



1000t大件吊装桥式起重机



500t浮式起重机



双臂架水面溢油回收机

资料来源：交通运输部水运科学研究院